

# 波形膨胀节 实用技术

——设计、制造与应用

李永生 李建国 主编



化学工业出版社  
工业装备与信息工程出版中心



# 波形膨胀节实用技术

## ——设计、制造与应用

李永生 李建国 主编

化学工业出版社  
工业装备与信息工程出版中心  
·北 京·

(京) 新登字 039 号

图书在版编目 (CIP) 数据

波形膨胀节实用技术——设计、制造与应用/李永生, 李建国主编. —北京: 化学工业出版社, 2000.8  
ISBN 7-5025-2912-8

I. 波… II. ①李… ②李… III. 化工设备-管道-配件 IV. TQ055.8

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2000) 第 37703 号

---

波形膨胀节实用技术

——设计、制造与应用

李永生 李建国 主编

责任编辑: 张红兵 张兴辉

责任校对: 顾淑云

封面设计: 郑小红

\*

化学工业出版社 出版发行  
工业装备与信息工程出版中心  
(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

<http://www.cip.com.cn>

\*

新华书店北京发行所经销

化学工业出版社印刷厂印刷

三河市东柳装订厂装订

开本 787×960 毫米 1/16 印张 15 $\frac{3}{4}$  字数 268 千字

2000 年 9 月第 1 版 2000 年 9 月北京第 1 次印刷

印 数: 1—4000

ISBN 7-5025-2912-8/TQ·1263

定 价: 35.00 元

---

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

# 前 言

波形膨胀节（又称波纹补偿器）是现代受热管网和设备进行热补偿的关键部件之一，除了位移补偿的作用外，还同时兼有减振降噪和密封的功能。膨胀节之所以受到工程人员的特别关注，主要是它的应用日趋广泛，航空航天、石化、化工、水利、电力、冶金和原子能等工业部门都要用到它，就是在机车、船舶等交通部门乃至高层建筑、民用大楼也少不了它；同时，膨胀节又是一个比较特殊的受力结构，在使用中要求它既要有高的承压能力，又要有良好的柔性，这本身就是一对矛盾，此外，它还应具备一定的稳定性和疲劳寿命。因此，膨胀节的设计、选材、制造、试验等不同于一般的压力容器和管件等刚性结构件，而有其本身的独特性和复杂性，它的设计必须遵循一定的规范和标准。同时要求，凡设计、选用、制造、安装膨胀节的人员，都应当了解和掌握有关膨胀节的基础知识，以便在工程中更好地应用它。许多由膨胀节引发的案例说明，不少应用膨胀节的工程技术人员对膨胀节的基本知识缺乏了解，他们很想找一本能系统介绍和阐述波纹管膨胀节的书籍，但遗憾的是，直至目前，我国这方面的书籍基本上空缺。有鉴于此，中国石油和石油化工设备工业协会膨胀节分会，组织了我国长期从事膨胀节研究、制造和设计的知名专家编著此书，目的是希望此书的出版，有助于我国的膨胀节工程技术的发展，有助于我国膨胀节学术的繁荣。

本书系统介绍膨胀节的设计理论、工程设计方法、各主要国家的标准、制造技术、工业应用、测试和检测等。本书的内容广泛吸纳了当今各国膨胀节行业的最新技术、标准和工艺，是一本波纹管膨胀节的工程实用专著。该书可作为有关设计院、工厂、高校的工作参考和培训教材。

本书共分 11 章。各章编写人员情况如下。

- |                   |                              |
|-------------------|------------------------------|
| 第 1 章、第 2 章、第 8 章 | 南京化工大学李永生教授编写                |
| 第 4 章、第 10 章      | 全国压力容器标准化技术委员会李建国<br>高级工程师编写 |
| 第 3 章、第 7 章       | 上海化工设计院何锐裕高级工程师编写            |
| 第 6 章、第 9 章       | 浙江工业大学钱逸教授编写                 |
| 第 5 章、第 11 章、附录   | 上海永鑫波纹管有限公司方子风高级工<br>程师编写    |

第4章、第6章、第8章 南京晨光航天应用技术有限公司董珉总  
工程师参与编写

全书由李永生教授、李建国高级工程师主编，并由李建国统稿。

限于时间和水平，不当之处，敬希同行专家和广大读者不吝指正。本书的编写过程，曾得到许多单位同仁的帮助和支持，他们是：

南京晨光机器厂	胡宁生、王银惠
上海电力建设修造厂	鲍乐
中石化洛阳石化工程公司	孟繁茹
中石化北京设计院	汪秀兰、魏礼谨
鞍钢金属结构厂	戴经世
中华造船厂	孙镜明
上海南市电厂	殷敦林
上海工程化学设计院	肖裕森
首都航天机械厂	王宝昌
南京化工大学	周强
浙江工业大学	卢志明
弗·泰金属波纹管有限公司	李达
洛阳七二五所	刘艳江
北京兴达波纹管厂	程苏民、董侠云

对以上单位和专家谨表示我们诚挚的谢意。

中国石油和石油化工设备工业协会膨胀节分会

2000年5月

## 内 容 简 介

波形膨胀节（又称波纹补偿器）是现代工业生产中设备和管网进行热补偿的关键部件之一，其中波纹管是组成膨胀节的基本元件。本书在详细介绍波形管的应力分析与设计理论的基础上，全面介绍了U形波纹膨胀节的结构类型、材料、工程设计方法和选型、制造和质量控制、国内外有关波形膨胀节的标准，以及在工业部门的应用情况等，并对Ω形膨胀节、矩形膨胀节的结构和设计计算也作了介绍。是一本全面介绍波形膨胀节的基础知识和应用技术的工程应用性图书。

本书由中国石油和石油化工设备工业协会膨胀节分会，组织我国长期从事膨胀节研究、设计与制造的专家编著。全书广泛吸纳了当今膨胀节行业的最新技术、标准和制造工艺，内容简练实用。

本书可供化工、石油化工、冶金、电力、水利、船舶、原子能和航空航天等工业部门从事膨胀节设计、选用、制造与安装工作的工程技术人员使用，也可作为膨胀节行业的培训教材。



C607073

# 目 录

第 1 章 概论	1
1 波纹管	1
1.1 波纹管的结构参数	1
1.2 波纹管的类型	4
1.3 波纹管的用途	7
1.4 波纹管的性能	7
1.5 多层波纹管	21
2 膨胀节	22
2.1 膨胀节的基本结构	22
2.2 材料	23
参考文献	25
第 2 章 波纹管的应力分析和设计	27
1 解析法	27
1.1 U形波纹管的弹性解	27
1.2 U形波纹管的弹塑性近似分析	30
2 有限元法	33
2.1 波纹管有限元法概要	33
2.2 有限元法与电测应力法的比较	33
2.3 波纹管有限元法分析实例	35
2.4 结构参数对应力的影响	37
3 工程近似设计方法	38
4 金属 U形膨胀节用波纹管的设计	41
4.1 符号说明	41
4.2 波纹管的应力计算与评定	46
参考文献	50
第 3 章 膨胀节的设计	53
1 设计条件	53
1.1 设计温度	53
1.2 设计压力	53
1.3 疲劳寿命	53

2	波纹管的设计 .....	54
3	膨胀节的振动计算 .....	54
4	膨胀节的结构计算 .....	54
4.1	端管的计算 .....	54
4.2	拉杆的计算 .....	54
4.3	铰链的计算 .....	55
4.4	万向铰链的计算 .....	56
4.5	支耳的计算 .....	57
4.6	异形法兰 .....	60
4.7	导流筒的设计 .....	61
5	膨胀节的计算机辅助设计 (CAD) .....	62
5.1	膨胀节 CAD 软件包需要的内容 .....	62
5.2	膨胀节 CAD 软件包的界面设计和接口技术 .....	63
6	膨胀节设计示例 .....	64
	参考文献 .....	69
<b>第 4 章</b>	<b><math>\Omega</math> 形膨胀节 .....</b>	<b>70</b>
1	$\Omega$ 形膨胀节的结构与特性 .....	70
1.1	$\Omega$ 形膨胀节的结构 .....	70
1.2	$\Omega$ 形膨胀节的特性 .....	71
2	$\Omega$ 形膨胀节的设计计算 .....	72
2.1	符号说明 .....	72
2.2	设计计算公式 .....	73
2.3	应力评定 .....	75
2.4	设计计算示例 .....	75
	参考文献 .....	77
<b>第 5 章</b>	<b>矩形膨胀节 .....</b>	<b>78</b>
1	矩形膨胀节的结构设计 .....	78
1.1	总体结构 .....	78
1.2	结构类型 .....	78
2	矩形波纹管设计计算 .....	81
2.1	符号说明 .....	81
2.2	位移计算 .....	84
2.3	力和力矩的计算 .....	88
2.4	无加强型矩形膨胀节波纹管的性能计算 .....	88
	参考文献 .....	94

<b>第 6 章</b>	<b>非金属波形膨胀节</b>	95
1	橡胶膨胀节	95
1.1	橡胶膨胀节的结构与应用	95
1.2	橡胶膨胀节的质量要求	96
2	聚四氟乙烯膨胀节	96
2.1	聚四氟乙烯膨胀节的结构	96
2.2	聚四氟乙烯膨胀节的质量要求	97
3	纤维织物膨胀节	99
	参考文献	100
<b>第 7 章</b>	<b>膨胀节的选型</b>	101
1	膨胀节的分类	101
1.1	按结构分类	101
1.2	按用途分类	103
2	膨胀节的选型	106
2.1	符号说明	106
2.2	管架的设置和受力计算	107
2.3	膨胀节的选型	109
3	膨胀节预变形	127
4	选型示例	127
	参考文献	130
<b>第 8 章</b>	<b>膨胀节的制造</b>	131
1	波纹管的成形方法	131
1.1	液压成形	131
1.2	机械成形	137
1.3	其它成形方法	138
2	波纹管的焊接技术	140
2.1	奥氏体不锈钢的焊接特点	140
2.2	波纹管焊接接头的耐蚀性	141
2.3	焊接方法及设备	142
2.4	焊接质量的影响因素	146
2.5	波纹管焊接工艺参数	149
	参考文献	151
<b>第 9 章</b>	<b>膨胀节的质量控制、性能试验与运输安装</b>	152
1	膨胀节的质量控制	152
1.1	波纹管的质量控制	152

1.2	膨胀节装配质量要求 .....	154
2	膨胀节性能测试 .....	155
2.1	耐压试验 .....	155
2.2	气密性试验 .....	157
2.3	刚度测定 .....	158
2.4	稳定性试验 .....	158
2.5	疲劳试验 .....	159
2.6	爆破试验 .....	159
3	膨胀节的运输、安装和使用 .....	160
3.1	运输方法 .....	160
3.2	安装和使用方法 .....	161
	参考文献 .....	161
<b>第 10 章</b>	<b>国内外波形膨胀节标准 .....</b>	<b>162</b>
1	GB/T 12777《金属波纹管膨胀节通用技术条件》 .....	163
1.1	定义与分类 .....	163
1.2	设计 .....	164
1.3	材料 .....	165
1.4	制造 .....	166
1.5	检验与试验方法 .....	167
2	GB 16749《压力容器波形膨胀节》标准 .....	168
2.1	设计计算 .....	169
2.2	材料 .....	172
2.3	制造 .....	173
2.4	性能试验 .....	174
2.5	基本尺寸的选取 .....	175
3	美国膨胀节制造商协会标准 (EJMA) .....	176
3.1	波纹管的设计 .....	177
3.2	试验 .....	179
4	美国 ASME 标准 .....	180
4.1	设计计算 .....	181
4.2	疲劳寿命计算 .....	181
4.3	应力评定 .....	182
4.4	稳定性 .....	182
4.5	制造 .....	182
4.6	检验 .....	183

4.7	压力试验	183
5	日本标准 JIS B 8277 《压力容器的膨胀节》	183
5.1	设计计算	183
5.2	应力评定	183
5.3	制造	185
6	日本标准 JIS B 2352 《波纹管膨胀节》	185
6.1	适用范围	186
6.2	种类	186
6.3	结构	186
6.4	检查	186
6.5	强度评定	187
6.6	应力评定	187
7	ASME B31.3 “工艺管道规范”附录 X	187
<b>第 11 章</b>	<b>波形膨胀节在工业部门中的应用</b>	<b>191</b>
1	在冶金工业中的应用	191
1.1	高炉用膨胀节	191
1.2	热风炉用膨胀节	194
1.3	氧气压缩机用膨胀节	197
1.4	波形膨胀节的隔热	197
2	在炼油工业中的应用	199
2.1	再生反应和能量回收系统用膨胀节	199
2.2	催化裂化装置的提升管及外取热器用膨胀节	202
2.3	管系设计	203
2.4	油罐用膨胀节	205
3	在石油化工工业中的应用	206
3.1	氢气加热器用膨胀节	206
3.2	涤纶厂酯化工段用膨胀节	207
3.3	对苯二甲酸贮罐用双层波纹管膨胀节	207
3.4	催化裂化再生催化剂系统用膨胀节	208
4	在化学工业中的应用	209
4.1	换热设备用膨胀节	209
4.2	甲醇装置用膨胀节	212
4.3	降膜蒸发器用膨胀节	213
5	在电力工业中的应用	215
5.1	中、低压缸连通管上的膨胀节	215

5.2 热电厂厂区的热水、蒸汽管网用膨胀节·····	218
6 在城市建设中的应用·····	220
7 在船舶工业中的应用·····	222
7.1 排气烟道用膨胀节·····	223
7.2 液化天然气船用膨胀节·····	223
<b>附录</b> ·····	227
附录 A 金属材料的弹性模量·····	227
附录 B 管子单位长度伸长量·····	228
附录 C 金属材料的高温力学性能·····	231
附录 D 各国耐热钢牌号对照·····	232

# 第 1 章 概 论

现代工业生产中，设备和管路的热补偿技术是由各种补偿器实现的，并且大多数采用波形膨胀节（又称波形补偿器），本章分别介绍波纹管 and 膨胀节的结构和类型。

## 1 波纹管

波形膨胀节由波纹管和其他零件组成。其中，波纹管是一柔性件，膨胀节的热补偿性能基本上是由波纹管决定的。

### 1.1 波纹管的结构参数<sup>[1]</sup>

波纹管是母线呈波纹形的回转薄壁壳体（见图 1-1）。

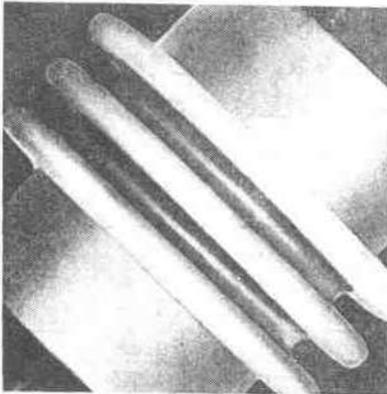


图 1-1 波纹管

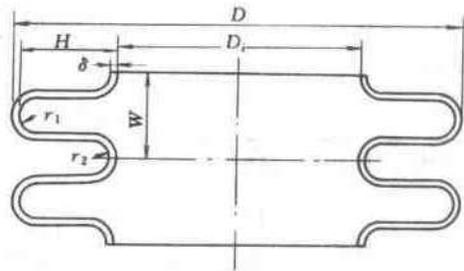


图 1-2 波纹管结构参数

波纹管的结构参数包括（图 1-2）如下。

波纹管外径  $D$

波纹管内径  $D_i$

波高  $H$

波距  $W$

波峰曲率半径  $r_1$

波谷曲率半径  $r_2$

单层名义壁厚  $\delta$

成形减薄后单层平均壁厚  $\delta_m$

层数  $m$

波数  $n$

为分析波纹管各结构参数对波壳应力的影响,取  $\mu = W^2/(2R+H)\delta$  为各参数之间的无因次关系式。P. Janzen 用有限元法计算了常用系列 ( $\mu < 6$ ) 波纹管的应力<sup>[2]</sup>, 将应力函数表达式简化, 用最小二乘法的多次直线回归分析, 可以得到应力函数数学模式中的统计指数  $\beta_i$  ( $i = 0, 1, \dots, 4$ ) 和修正因子  $F$ , 则有

$$\left. \begin{aligned} \text{轴向位移 } \frac{n \sigma R}{E e} &= \\ \text{轴向刚度 } \frac{n K_n}{2\pi R E} &= \end{aligned} \right\} F l^{\beta_0} Z_1^{\beta_1} Z_2^{\beta_2} Z_3^{\beta_3} Z_4^{\beta_4}$$

式中  $\sigma$ ——最大主应力差值;

$K_n$ ——多波轴向刚度;

$l$ ——波纹管长度,  $l = 2n(r_1 + r_2)$ 。

根据简化模式的回归分析, 可以得到  $F = 1$  时的指数  $\beta_i$  ( $i = 0, 1, \dots, 4$ ) 值, 详见表 1-1。从表中不难看出由于  $\beta_3$  总体大于其他指数, 故波高  $H$  是对经向应力分量和周向应力分量最有影响的参数, 其次是壁厚, 再者是圆弧半径  $r$ 。所以波高  $H$ 、壁厚  $\delta$  和圆弧半径  $r$  分别是波纹管的三个主要设计参数。

表 1-1 统计指数  $\beta$  值

载荷	应力	分量	部位	$\beta_0$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	$\beta_4$
轴向 压缩	经向	薄膜	波峰	-1.160	-1.082	-0.006	-1.980	2.033
			波谷	-1.063	-0.032	-1.100	-1.932	2.053
		弯曲	波峰	-0.879	-0.490	-0.018	-1.699	1.082
			波谷	-0.818	-0.029	-0.548	-1.655	1.111
	周向	薄膜	波峰	-1.647	-1.636	-0.452	-1.624	-0.430
			波谷	-0.702	-0.299	-0.728	-1.604	0.334
		弯曲	波峰	-2.143	-0.496	-0.026	-1.697	1.086
			波谷	-2.096	-0.029	-0.561	-1.655	1.112
轴向刚度				-0.850	-0.028	0.001	-2.620	2.896

### (1) 波高 $H$

由以上统计分析可见, 波高的增加或减少将导致由内压引起的经向弯曲应力和轴向位移引起的经向弯曲应力的减少或增加, 刚度与波高的三次方成反比。控制波高的变化, 常从以下两方面考虑。

① 波深参数 (胀形系数)  $C$ <sup>[3]</sup> 是指波纹管外径与内径之比 ( $C = D/D_i$ ),  $C$  越大,  $H$  越高。为合理确定  $C$  值的大小, 规定了各种波纹管径

$D_i$  与胀形系数  $C$  的关系 (见图 1-3)。

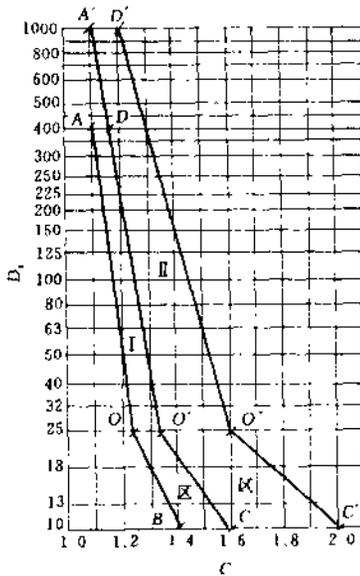


图 1-3 波深参数  $C$  与内径  $D_i$  关系

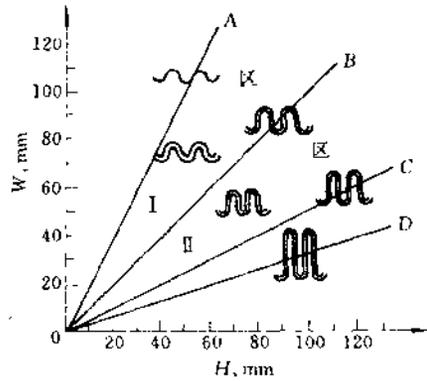


图 1-4 波高  $H$  与波距  $W$  关系

不同使用条件下,  $C$  的取值范围也不一样, 用作膨胀节的波纹管,  $C$  值应从图 1-3 中的 II 区中择取。

② 波距与波高比 ( $W/H$ ) 该比值反映了波距与波高的内在联系。作为膨胀节用波纹管,  $W/H$  值最宜在图 1-4 的 II 区内选择。即  $W/H = 0.6 \sim 1.2$ 。

### (2) 壁厚

增加波形膨胀节壁厚  $\delta$ , 将使波纹管在轴向位移下, 波壳的经向薄膜应力和弯曲应力也随之增大, 对疲劳寿命产生不利的影 响, 但将降低内压产生的经向薄膜应力和弯曲应力, 这对波纹管的强度又是有利的。此外, 壁厚的增加无疑将使刚度陡增, 对波纹管稳定性有利, 但同时使柔性下降, 补偿量不足。因此壁厚  $\delta$  的选择必须权衡利弊, 综合考虑。使用情况表明,  $\delta$  的选取范围宜限制在图 1-5 曲线的  $AE$  和  $A'E'$  之间。

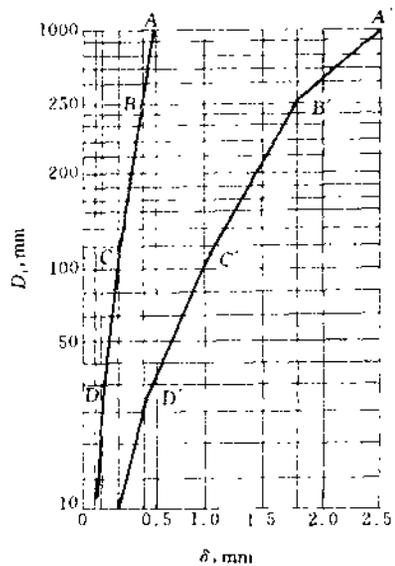


图 1-5 壁厚  $\delta$  与内径  $D_i$  关系

### (3) 壁厚的不均匀度

鉴于制造上的原因,波纹管的断面壁厚是不均匀的,波峰减薄最多,波谷减薄较少。壁厚减薄,应力急剧增加,刚度下降,因此必须考虑壁厚减薄量的影响。对液压胀形波纹管(以 $D_i=250\text{mm}$ 为例)不同部位的厚度测量值见表1-2,并据此作出了相对厚度 $\eta(=\delta_m/\delta)$ 沿波壳表面弧线(即测点连线) $\bar{S}$ 的变化曲线(见图1-6)。由图可见,波壳壁厚可以视作是沿半径按双曲线变化的。

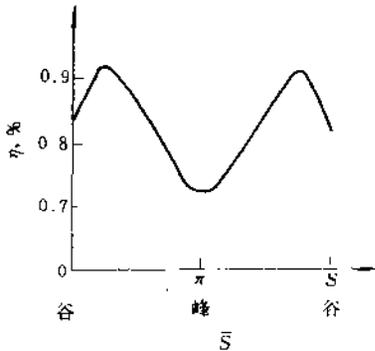


图1-6 沿波壳弧线 $\bar{S}$ 不同测点处相对厚度 $\eta$ 的变化

表1-2 断面名义壁厚( $\delta=0.48$ )

序号	测定位置示意	$H, \text{mm}$	$\delta_m, \text{mm}$
1		0.00	0.40
2		6.38	0.43
3		12.75	0.40
4		19.13	0.38
5		25.70	0.35

对成形减薄后的波纹管一层材料的平均厚度, EJMA 标准采用简化公式(1-1)计算。

$$\delta_m = \left[ \frac{D_i}{D_i + H} \right]^{1/2} \delta \quad (1-1)$$

### (4) 波峰、波谷圆弧半径 $r$

从应力分析角度考虑,增大 $r$ 必降低波峰与波谷处的弯曲应力。但同时使波距 $W$ 增大,受 $W/H$ 比值的制约。因为

$$W = 4r + 2\delta \quad (1-2)$$

设计时,应尽量使 $r_1=r_2$ ,由于存在壁厚,虽不可能使内外壁圆弧均相等,但可以使内壁的环壳曲率半径相等。即

$$r_1 = r_2 = r \quad (1-3)$$

## 1.2 波纹管的类型

波纹管的类型可以按其成形工艺、结构材料和形状参数的不同来分类。

### 1.2.1 按成形工艺分类

#### (1) 液压成形波纹管

液压成形是波纹管的最常用成形方法。利用在管坯中的液体压力,使管

坏在限制环中胀形，直至沿环向出现屈服，然后再压缩管坯到所需的长度。小直径波纹管多采用这种方法。

#### (2) 滚压成形波纹管

滚压成形工艺主要用于加工大型波纹管，是依靠设在管坯中的成形轮的滚压成形，可以单波滚制成形，有的装置亦可一次成数个波纹。

#### (3) 机械胀形波纹管

采用在管坯内部胀形的胎具，逐个地胀压成波纹，初步成形后，再用内外辊精压定型。

#### (4) 焊接成形波纹管

对于波高过大或波形特殊的波纹管，多采用冲压焊接工艺。当波高超过极限时，材料延伸率已不允许采用整体成形工艺，或因波形复杂，整体成形极其困难时也多采用焊接成形。这类波纹管由于不能承受内压，不太适用于作膨胀节的柔性段

#### (5) 沉积成形波纹管

该工艺是利用电沉积方法将波纹管材料沉积到芯模上，然后将芯模熔蚀。这种波纹管材料是一种十分柔软的纯镍金属材料，且是无孔的，因此，能耐高真空，并可进行焊接。膨胀节柔性段不宜用这种波纹管，因为成本太高，而且仅限于镍材。

### 1.2.2 按结构材料分类

#### (1) 金属波纹管

常用金属波纹管材料有奥氏体不锈钢、耐蚀合金等。

#### (2) 非金属波纹管

有聚四氟乙烯 (PTFE) 波纹管；橡胶波纹管；复合材料波纹管。

### 1.2.3 按壁厚分类

#### (1) 厚壁波纹管

厚壁波纹管多用于压力容器，例如管壳式换热器筒体和废热锅炉内件的热补偿等。壁厚为 3~22mm。与公称直径相应关系如下。

$$DN = 65 \sim 150\text{mm} \quad \delta = 3 \sim 7\text{mm}$$

$$DN = 200 \sim 1350\text{mm} \quad \delta = 4 \sim 18\text{mm}$$

$$DN = 1400 \sim 3400\text{mm} \quad \delta = 5 \sim 22\text{mm}$$

由于厚壁波纹管多用于容器筒体本身的热补偿变形，补偿量小，一般只需 1~2 个波。

#### (2) 薄壁波纹管

薄壁波纹管用于管道膨胀节柔性段，其单层壁一般不超过 3mm，大多数不锈钢板壁厚为 0.2~3mm。

管道用波纹管通常要求有尽可能大的补偿量，因此波纹管在满足承压的前提下，尽可能减小壁厚，以获得较高的柔性。同时考虑到环境腐蚀影响，材料多选用不锈钢。对于承压较高的波纹管，多采用薄壁多层不锈钢结构。

#### 1.2.4 按层数分类

##### (1) 单层波纹管

对在静载荷下起位移补偿的波纹管多采用单层波纹管，其制作简单、成本低。在保证设计要求的承压能力、补偿量、刚度和疲劳寿命的前提下，应优先选用单层波纹管。

##### (2) 多层波纹管

对受交变载荷作用，或较为重要的管线，多选用两层以上的多层波纹管。与单层相比，在相同承载能力下，刚度较小，抗疲劳性能也好。

#### 1.2.5 按垂直于轴线的截面形状分类

##### (1) 圆形波纹管

是最通用的截面形式。用于可承受内压或外压的作用。

##### (2) 矩形波纹管

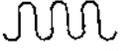
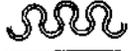
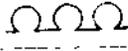
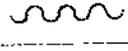
多用于低压或大截面的通风管道。

为与所连接管道相配，波纹管的截面形状还有椭圆形，六角形等。

#### 1.2.6 按波形分类

波纹管的常用波形有 U 形、Ω 形、C 形、S 形等。各种波形的波纹管适用范围见表 1-3。

表 1-3 各种波形的波纹管适应范围和性能比较

波形	U 形	S 形	Ω 形	C 形
简图				
位移应力	1.000	0.939	0.746	
内压应力	1.000	1.000	0.2~0.067	
刚度	1.000	0.939	0.746	

Ω 形截面耐高压，但只限于小的挠曲。U 形的横截面允许较大的挠曲，但承压能力相对较低，可采用多层结构和外加强的办法，提高承压能力。

由表 1-3 可见，对于刚度和位移应力，Ω 形分别是 U 形的 74.6%，S 形的 79%；对于内压应力，Ω 形仅为 U 形和 S 形的  $\frac{1}{5} \sim \frac{1}{10}$ ，足见 Ω 形承压能力高，刚度小，寿命长，是值得推广的波形。

当前我国膨胀节用的波纹管是以 U 形为主，本书以下内容，除非特别说明外，均系指 U 形波纹管。

### 1.3 波纹管的用途

由于波纹管的几何形状的特点,使波纹管在轴向力、横向力、弯矩的作用下允许产生较大的变形。与平滑的光管相比,除有足够的强度外,还兼有较大的柔性和在循环应力作用下有很高的抗疲劳性能。波纹管在工程技术中的应用,主要有以下三个方面。

#### (1) 作为弹性元件

主要用于各类测量、调节、控制仪表的敏感元件、补偿元件、连接件和密封件等。这类波纹管一般尺寸小、线性好、精度高,多采用电沉积法加工获得。作为弹性元件用波纹管,其制造方法、精度控制和测试要求均有别于膨胀节用波纹管,可参见有关专著。

#### (2) 作为金属软管

金属软管是由波纹管、网套和接头三部分构成(见图1-7)。波纹管是金属软管的主体,起挠性作用。

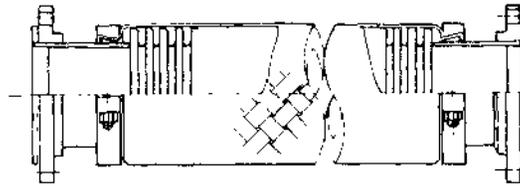


图 1-7 金属软管

金属软管可用于满足管道工作端各向位移的需求,例如塑料热压机、印染烘干机上下滑动平台上的蒸汽输送软管、铁路槽车装卸用输液管、船舶用输油管等。此外,金属软管在管路中也可以补偿管路中的位置偏差,吸收管系振动。

金属软管用的波纹管,一般直径为 $\phi 10 \sim \phi 400\text{mm}$ 。

#### (3) 作为膨胀节的柔性段

膨胀节用的波纹管,主要用于补偿管路或设备因温差或温度波动造成的轴向、横向和角向位移。同时,也可以吸收高频机器进出口管道的振动。

### 1.4 波纹管的性能

要做好膨胀节的设计和选用,首先要对构成膨胀节的柔性件波纹管的特性有所了解。因为波纹管的性能也就表征了膨胀节的性能。这些性能包括刚度、强度、稳定性和疲劳寿命。

#### 1.4.1 强度

##### (1) 应力状态

现以某换热器筒体上波纹管应力的电测值为例说明波纹管在受内压和伸

缩位移作用时产生的应力。

一般，换热器筒体上波纹管的应力为：由内压作用引起的应力和由筒体与管子的温度差使筒体轴向产生伸缩位移而引起的应力。这两种应力可分为经向应力（又称子午向应力）和周向应力（又称环向应力）。由于周向应力明显小于经向应力，因此以下仅对经向应力进行探讨。

试验装置为图 1-8 所示的换热器，筒长 1000mm，筒体及管材为 SUS 27，在受内压为 1MPa、轴向位移 1mm 同时作用时所产生的应力  $\sigma$  和仅受 1MPa 内压作用产生的应力  $\sigma_p$  时的应力分布和测试值见图 1-9 和表 1-4。

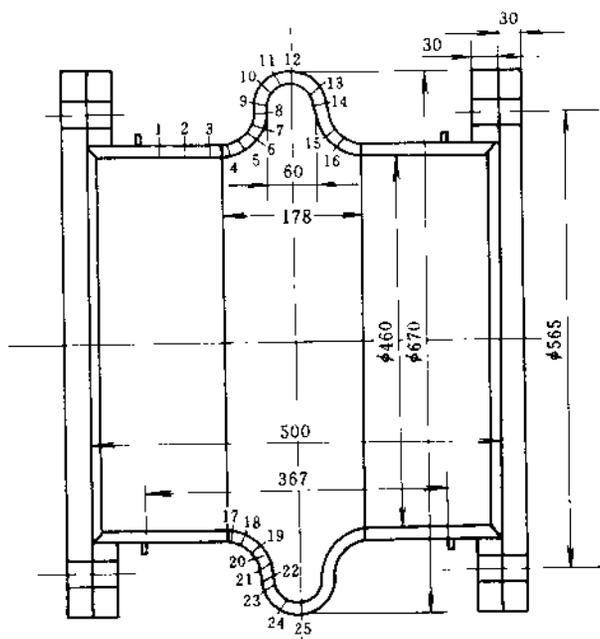


图 1-8 某换热器上波纹管应力测点示意

表 1-4 应力测试值

应力 MPa	测 试 位 置												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$\sigma_p$	7	5	-1	-17	-24	-6	23	31	20	1	-12	-8	-9
$\sigma_d$	0	9	-4	-60	-146	-176	-104	-12	58	98	106	60	102
$\sigma$	8	14	13	-60	-154	-174	-78	20	81	111	102	58	101
应力 MPa	测 试 位 置												
	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
$\sigma_p$	7	20	-11	-6	1	-7	32	33	13	-12	-25	-13	
$\sigma_d$	86	-168	-146	-66	-130	-138	-80	-12	47	80	84	58	
$\sigma$	99	-153	-171	-71	-152	-143	-56	26	68	99	86	62	

由图 1-9 可见,  $\sigma$  中  $\sigma_p$  所占比例较小, 说明膨胀节经向应力主要是轴向位移引起的。

### (2) 内压引起的应力

为对波纹管上应力的工程计算有直观的了解, 现试用材料力学的方法进行如下分析。

试将波峰、波谷(见图 1-10)分别视为两端固定的直梁(边界取为固定端是因为波峰与波谷处的位移与转角均为零),

A、B 两点的距离为  $h$  (见图 1-11), 单位宽度上的板厚为  $\delta$ , 其上有均布载

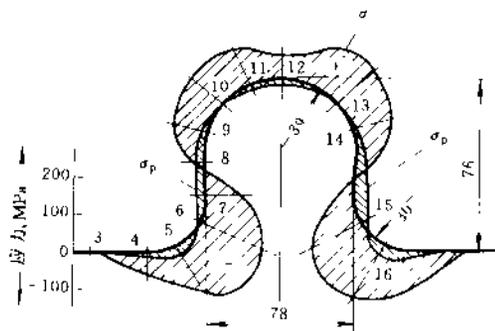


图 1-9 波纹管应力分布

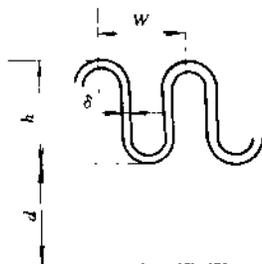


图 1-10 U 形波纹管截面



图 1-11 直梁模型

荷  $P$  的作用, 其最大弯矩  $M_{\max}$  发生在 A、B 二点, 即

$$R_A = R_B = \frac{P h}{2}$$

$$M_A = M_B = \frac{P h^2}{12}$$

在端部由内压引起的经向薄膜应力  $\sigma_{pm}$  和经向弯曲应力  $\sigma_{pb}$  为

$$\sigma_{pm} = \frac{P h}{2 \delta} \quad (1-4)$$

$$\sigma_{pb} = \frac{M_{\max}}{Z} = \frac{P h^2}{12} \times \frac{6}{\delta^2} = \frac{P h^2}{2 \delta} \quad (1-5)$$

### (3) 位移引起的应力<sup>[10]</sup>

在 U 形波纹管端部, 由轴向位移  $e$  引起的薄膜应力和弯曲应力, 用梁模型(见图 1-12)求得为

$$\sigma_{dm} = \frac{E \delta^2 e}{2 h^3} \quad (1-6)$$

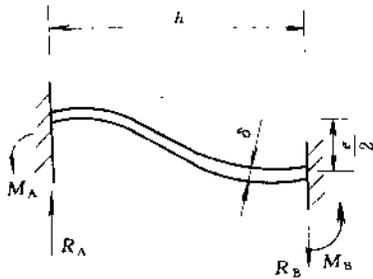


图 1-12 曲梁模型

$$\sigma_{db} = \frac{5E \delta e}{3h^2} \quad (1-7)$$

式中,  $\sigma_{dm}$  为轴向位移引起的波纹管经向薄膜应力, 此应力数值一般较小, 对波壳强度不起主要影响, 只有计算组合应力时才予考虑;  $\sigma_{db}$  为轴向位移引起的经向弯曲应力。由于数值较大, 对波纹管强度有较大的影响。

以上材料力学方法的分析, 虽是直观的, 但是粗浅的, 不能直接用于工程设计, 因为膨胀节用波纹管, 在位移和压力载荷下, 其波峰和波谷处已进入塑性状态, 工作时, 又属于大变形。因此, 以上用梁模型推得的计算公式必须进行修正。国际原子能机构于 60 年代中期, 发表了 NAA-SR 报告, 提出用  $C_p$ 、 $C_d$ 、 $C_f$  修正系数分别对梁模型假设推得的计算公式进行修正。而这些修正系数是建立在大量实验基础之上的。有关内容可详见文献 [6]。修正后的设计公式见第 2 章。

外压式膨胀节用波纹管, 强度校核方法与内压相同。

波纹管在承受内压时, 其径向是平衡的, 而轴向是不平衡的。因此, 波纹管像一根不稳定的圆柱, 内压可以使波纹管产生柱状载荷, 甚至在波纹管未达到强度失效就会因翘曲失稳而失效。因此, 波纹管的承压能力应综合权衡波纹管的强度和稳定性问题。这与受压的光滑圆管仅考虑强度问题是大不相同的。

为提高波纹管的承压能力, 防止内压造成波纹管的横向变形, 可采用加强环或多层波纹管的办法。承受高压的波纹管必须用机械制动方法限制行程, 以保证波纹管的伸长和压缩控制在正常范围。

波纹管 and 试验压力应是设计压力的 1.5 倍, 爆破压力可由波纹管周向薄膜应力公式导出。即

$$P_{bm} = \frac{(1.14W + 4h) \delta_m m \sigma_b}{(D_1 + h) W} \quad (1-8)$$

但由于波纹管往往在低于爆破压力时就出现系统破坏, 因而爆破试验对于波纹管除非有特殊要求, 一般不做。

#### 1.4.2 刚度

波纹管的刚度是指作用力与该力作用下所引起的位移之比 (单位: N/mm), 通常以  $K$  表示,  $K$  值越小, 波纹管柔性越好,  $K$  值过小, 波纹管可能因变形过大而失稳。  $K$  值过大, 则波纹管难以满足位移补偿的要求。因

此, 刚度是膨胀节波纹管的重要性能指标。

刚度的倒数是柔度, 柔度正比于单位自由长度上的波纹数, 波数增加一倍, 则波纹管柔性增加一倍, 刚度下降一半。

刚度与波纹管的壁厚、有效直径、波高、波距、波数以及材料的弹性模量有直接关系。

设计和选用波纹管时应十分重视刚度的计算, 因为刚度的大小, 作为膨胀节在管系中就决定了弹性力的大小, 对相关设备和支架均有直接影响。因此, 膨胀节刚度值是制造厂必须向用户提供的重要性能参数之一。用户在必要时, 也可以向制造厂事先提出希望达到的膨胀节的具体刚度范围。

刚度按波纹管所受外力不同, 分为轴向刚度和弯曲刚度。通常所谓的膨胀节刚度是指轴向刚度。波纹管的单波刚度用  $K$ , 多波刚度  $K_n$  表示。

波纹管位移量不大, 其变形范围局限于弹性状态时, 波纹管的刚度称为弹性刚度, 当位移量较大, 超过弹性范围进入塑性变形区域时, 波纹管的刚度称为塑性刚度。

美国 EJMA 标准<sup>[7]</sup>和我国国标<sup>[8]</sup>, 结合工程实际, 考虑了修正系数  $C_f$ <sup>[6]</sup>, 给出多层波纹管的单波刚度表达式为

$$K = \frac{1.7D_m E_b \delta_m^3 m}{h^3 C_f} \quad (1-9)$$

多波波纹管的刚度  $K_n$  与单波刚度  $K$  之间的关系为

$$K_n = \frac{K}{n} \quad (1-10)$$

实践证明, 式 (1-9) 的计算结果与波纹管实测刚度值吻合较好, 但当位移量较大, 波壳发生塑性变形时, 弹塑性影响不可避免, 如仍用上述方法进行刚度分析, 会导致偏高的波纹管载荷和低轴向变形的计算结果。

#### 1.4.3 稳定性

由于波纹管的承载能力受到失稳临界压力的限制, 如考虑不周, 有的膨胀节在尚未达到所承受的最高压力时, 波纹管已经失稳。因此研究其稳定性, 对防止波纹管过早失稳是很有必要的。

##### (1) 内压作用下波纹管的稳定性

波纹管的失稳是指波纹管在轴向限位情况下, 向管内充压到一定压力后, 波纹管形状发生屈曲的现象。称此压力为临界压力。对于无增强波纹管, 当充压后的最大波距与充压前波距之比超过 1.15, 对有增强波纹管超过 1.20 时, 则认为出现了失稳。失稳会大大降低波纹管的承压能力和疲劳寿命。

波纹管最常见的失稳有平面失稳和柱状失稳两种形式。波纹管波数较少

时,引起平面失稳的临界压力是一个常数,波数增加后,将会出现平面失稳和柱状失稳交叉的情况,当波数很多时,则主要为柱状失稳。

① 平面失稳 系指一个或多个波纹平面发生偏移或翘曲,即这些波纹所在平面不再与管轴线保持垂直,变形特点是一个或多个波出现倾斜或翘曲。图 1-13 所示是平面失稳对两种长径比不同波纹管的影。造成这种失稳的力学因素是由于内压引起的沿经线作用的弯曲应力  $\sigma_4$  过大,在波峰和波谷处形成了塑性铰。当波纹管的长度与直径之比较小时,亦即波纹管的直径较大时,常会发生这种现象。

美国膨胀节制造商协会标准(98版)提出了平面失稳的极限设计压力(两端固支)的计算式为

$$P_{si} = \frac{0.51\sigma_s}{K_2 \sqrt{\alpha}} \quad (1-11)$$

$$K_2 = \frac{D_m}{2m \delta_m} \left[ \frac{1}{0.571 + 2h/W} \right]$$

$$\alpha = 1 + 2\Delta^2 + (1 - 2\Delta^2 + 4\Delta^2)^{0.5}$$

$$\Delta = \frac{K_4}{3K_2}$$

$$K_4 = \frac{C_p}{2m} \left[ \frac{h}{\delta_m} \right]^2$$

式中  $\sigma_s$ ——波纹管材料成形态和热处理态下,设计温度时的屈服极限;

$K_2$ ——平面失稳因子;

$\alpha$ ——平面失稳应力的影响因子;

$\Delta$ ——平面失稳的应力比;

$K_4$ ——平面失稳因子。

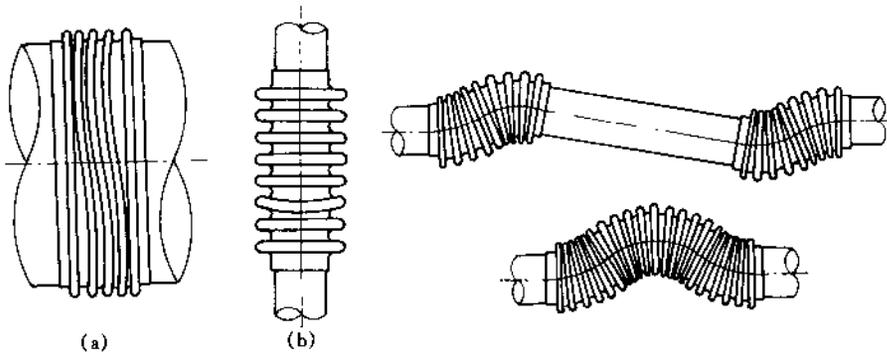


图 1-13 平面失稳

(a)波纹管的长度与直径之比较小时;  
(b)波纹管的长度与直径之比较大时

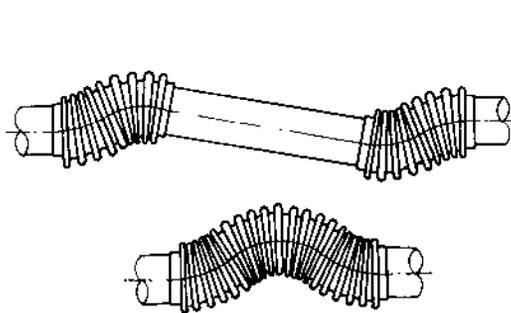


图 1-14 柱失稳

以上各式中凡未说明的符号, 详见第2章的符号说明。

② 柱状失稳 是一种类似于细长压杆失稳的现象。这种情况多发生在长度与直径之比相对较大的波纹管上。出现失稳时, 波纹管中部突然出现侧向大变形, 而两端保持固定。对于有两个波纹管的万能式膨胀节, 柱状失稳表现为波纹管中心线的侧向偏移和中间短管轴线的横向位移(见图1-14)。

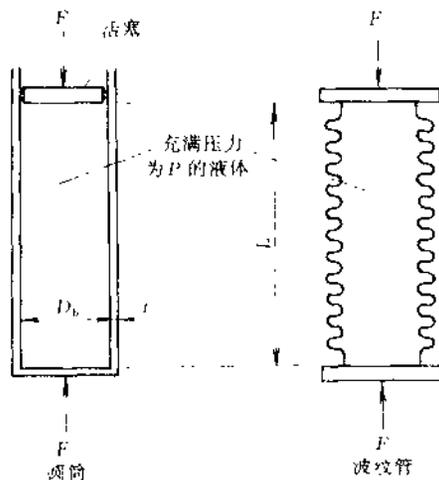


图 1-15 波纹管与等效薄壁圆筒模型

柱状失稳与薄壁圆筒的失稳类似, 图1-15所示为一波纹管 and 长度为  $L$  的等效薄壁圆筒模型, 它具有等效的厚度和等效弹性模量。薄壁圆筒内充满压力  $P$  的液体, 圆筒的一端有底, 另一端为“理想”活塞。由模拟圆筒试验, 可得出波纹管柱状失稳的极限设计内压。

当  $l/D_1 \geq C_2$

$$P_{\infty} = \frac{0.34\pi C_{\theta} K}{n^2 W} \quad (1-12)$$

$l/D_1 < C_2$

$$P_{\infty} = \frac{0.87 A_c \sigma_c}{D_1 W} \left[ 1 - \frac{0.73 l}{C_2 D_1} \right] \quad (1-13)$$

$$C_{\theta} = 1 - 1.822r + 1.348r^2 - 0.529r^3$$

$$r = \frac{\theta D_m}{\theta D_m + 0.3l}$$

$$C_2 = \sqrt{\frac{4.72 K l W}{\sigma_c D_1 A_c n}}$$

$$A_c = (0.571 W + 2h) \delta_m m$$

式中  $C_{\theta}$ ——初始角位移下的柱状失稳压力降低系数;

$r$ ——初始与终了角位移之比;

$\theta$ ——每个波纹管的角位移(弧度);

$C_2$ ——转换点系数;

$A_c$ ——单波平行轴线的横截面积。

对于万能式膨胀节, 在计算  $l/D_1$  和  $P_{\infty}$  时  $n$  均取两个波纹管的总波数。

式(1-12)和式(1-13)适用于两端固支的刚性支撑情况。按柱体理论,上述二公式用于其他端部情况时,其计算值分别为如下。

固支/铰支时,为 $0.5P_{sc}$ ;铰支/铰支时,为 $0.25P_{sc}$ ;固支/自由时,为 $0.06P_{sc}$ ;固支/横向导向时,为 $0.25P_{sc}$ 。

从式(1-11)~式(1-13)可见,变更波壳的几何形状和材料性能可提高波纹管的临界压力,也可安装外部硬件(如铰链、万向架、控制杆等)提高万能膨胀节的轴向稳定性。波纹管端部的横向位移对临界压力影响很小,但扭转变形将会降低失稳临界压力。

## (2) 外压作用下波纹管的稳定性<sup>[10]</sup>

在外压或真空作用下的膨胀节,其波纹管也可能出现类似外压圆筒的弹性失稳和塑性失效。必要时,需对波纹管、直边段进行稳定性校核(见图1-16)。

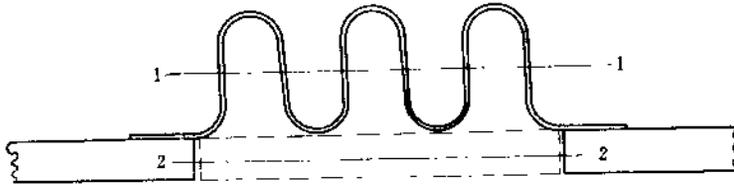


图 1-16 受外压作用的波纹管核算

波纹管横截面对 1-1 轴的惯性矩按式(1-14)计算。

$$I_1 = n m \delta_m \left[ \frac{(2h - W)^3}{48} + 0.4q(h - 0.2W)^2 \right] \quad (1-14)$$

式(1-14)是由平移轴原理,计算两个半环壳对 1-1 轴惯性矩  $I_r$  和环板对 1-1 轴的惯性矩  $I_p$  并舍去高阶微量后得到的。即

$$I_1 = I_p + I_r$$

$$I_p = \frac{\left(h - \frac{W}{2}\right)^3}{12} m \delta_p 2n = \frac{(2h - W)^3}{48} n m \delta_p$$

$$I_r = \left[ 0.39W \delta_p m (h - 0.18W + 0.64\delta_p m)^2 + 0.04\delta_p \left( \frac{1}{2W^2} + \frac{\delta_p m}{W^3} \right)^3 \right] n$$

$$\approx 0.4W(h - 0.2W)^2 n m \delta_p$$

被波纹管取代的筒体部分对 2-2 轴的惯性矩按公式(1-15)计算。

$$I_2 = \frac{1}{12} L \delta_p^3 \quad (1-15)$$

式中  $\delta_p$ ——接管有效厚度, mm。

当  $I_1 \geq I_2$  时,将波纹管视为筒体的一部分,作为连续筒体进行外压周

向稳定性核算

当  $I_1 < I_2$  时, 将波纹管视为长度为  $L$ 、外径为  $D_m$ 、厚度为  $\delta_{eq} = \sqrt[3]{12I_1/L}$  的当量圆筒进行外压周向稳定性校核。

外压圆筒和直边段可以采用 ASME 锅炉和压力容器规范第 VIII 篇第一分册或我国 GB 150 “钢制压力容器” 有关规定进行核算。

#### 1.4.4 疲劳寿命

疲劳寿命是指膨胀节波纹管经受循环载荷作用直至破坏时的次数。波纹管在工作时, 它的波峰和波谷常处在塑性应力范围内, 很易在较低的循环次数下产生疲劳失效。因此疲劳寿命是膨胀节波纹管的基本性能之一。

##### (1) 材料的疲劳设计

材料承受循环载荷时, 能经受的循环次数是与交变应力幅有关的, 两者的关系曲线称为疲劳曲线, 即所谓的  $S-N$  曲线。典型的疲劳曲线在循环周次  $10^5$  附近往往会出现转折, 故一般以  $10^5$  作为高、低周的疲劳分界值。膨胀节用波纹管属于典型的低周疲劳部件。

对低周疲劳, 通常用应变值作为控制变量。为研究方便, 仍假定材料是符合弹性规律的, 虚拟应力值  $S_a$  可表示为

$$S_a = \frac{1}{2} E \epsilon_t \quad (1-16)$$

式中,  $E$  为材料弹性模量;  $\epsilon_t$  为总应变量。

可见, 当材料在弹性范围内工作时, 虚拟应力值与实际应力值一致; 当材料在塑性范围工作时, 总应变  $\epsilon_t$  包括弹性应变  $\epsilon_e$  和塑性应变  $\epsilon_p$ , 因此, 虚拟应力就不是材料所承受的真实应力。

兰格尔 (Langer) 公式是低周疲劳的表达式之一, 即

$$S_a = \frac{E}{4 \sqrt{N}} \ln \left[ \frac{100}{100 - R_A} \right] + S_c \quad (1-17)$$

式中,  $S_a$  为虚拟应力值;  $S_c$  为疲劳极限;  $R_A$  为断面收缩率 (%)。

据文献介绍, 对包括不锈钢在内的许多材料, 用式 (1-17) 计算作出的疲劳曲线, 与低周疲劳试验数据相比, 是偏保守的, 详见图 1-17。图中曲线 2 即为用理论公式计算得到的奥氏体不锈钢的疲劳曲线 (其中  $R_A = 50\%$ ,  $S_c = 260\text{MPa}$ ), 曲线 1 是 146 个奥氏体不锈钢光滑试样, 以虚拟应力值试验结果整理得到的疲劳曲线, 称为“最佳曲线”, 其寿命安全系数为 20, 其中包括分散系数 2.0, 尺寸效应系数 2.5, 表面条件、环境系数 4.0。

因为, 在塑性应变范围内  $\Delta\epsilon_p$  可表示为

$$\Delta\epsilon_p = \Delta\epsilon_{ep} - \Delta\sigma/E \quad (1-18)$$

式中,  $\Delta\epsilon_{ep}$  为弹塑性总应力范围;  $\Delta\sigma$  为真实应力范围。

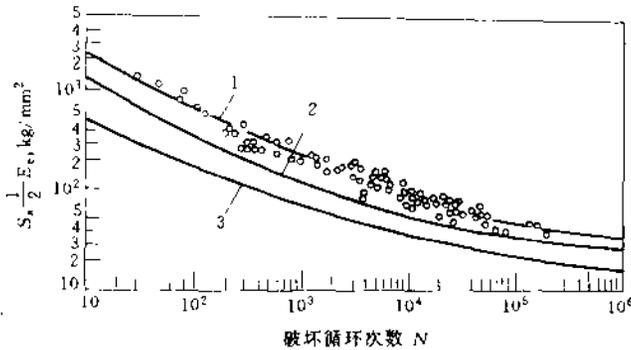


图 1-17 奥氏体不锈钢的疲劳曲线

虽然  $\Delta\sigma$  是未知的,但在塑性应变疲劳中有  $\Delta\sigma/2 \geq \sigma_{0.2}$ , 取  $\Delta\sigma = 2\sigma_{0.2}$  是偏安全的。故将式 (1-18) 代入低周疲劳中的总应变值与失效循环次数之间的曼森公式, 即

$$N^\alpha \Delta\epsilon_p = c \quad (1-19)$$

可得材料的疲劳寿命预测式为

$$N = \left[ \frac{E c}{E \Delta\epsilon_{ep} - 2\sigma_{0.2}} \right]^{1/\alpha} \quad (1-20)$$

式中,  $N$  为失效时的循环次数;  $\Delta\epsilon_p$  为材料塑性应变范围;  $\alpha$ ,  $c$  为有关材料性能的指数和常数。

### (2) 膨胀节用 U 形波纹管的疲劳寿命

对 U 形波纹管的疲劳寿命预测, 应考虑波纹管的应变集中。用于疲劳分析的波纹管的弹塑性应变幅  $\Delta\epsilon_{ep} = K_\epsilon \Delta\epsilon_e$ ,  $K_\epsilon$  即为波纹管的应变集中系数。代入式 (1-20), 即得 U 形波纹管膨胀节的疲劳寿命预测式, 即

$$N = \left[ \frac{E c}{K_\epsilon \Delta\sigma_{eq} - 2\sigma_{0.2}} \right]^{1/\alpha} \quad (1-21)$$

式中,  $\Delta\sigma_{eq}$  为按弹性方法计算的波纹管虚拟应力范围。

为便于工程应用, 世界各国根据自己的实验数据和经验, 提出了各种形式的工程应用公式, 其中比较著名的有如下几种。

#### ① EJMA 标准法

对未经热处理的奥氏体不锈钢的无加强膨胀节, 有下列公式

$$N = \left( \frac{c}{\sigma_t - b} \right)^a \quad (1-22)$$

式中,  $\sigma_t$  为内压和轴向位移联合作用下的组合应力范围。  $a$ 、 $b$  和  $c$  为材料和加工常数。

图 1-18 为 EJMA 标准法设计公式 (1-22) 和图 1-17 中曲线 1 的比较,

可以看出, 由于尺寸、表面条件和环境等因素的影响, 膨胀节疲劳寿命比光滑试样平均低一个数量级。

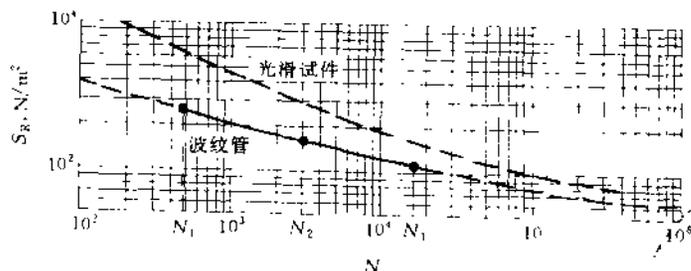


图 1-18 波纹管与光滑试件的寿命

## ② Kellogg 法

a. Kellogg 老法 美国 M.W. Kellogg 公司根据有限的膨胀节疲劳试验数据回归得到下列关系式:

$$N = \left( \frac{1125}{\sigma_R} \right)^{3.5} \quad (1-23)$$

$$\sigma_R = \sigma_a + \sigma_l$$

式中,  $\sigma_a$ 、 $\sigma_l$  分别为轴向位移和压力引起的应力。寿命安全系数取 11。

b. Kellogg 新法 是以两条设计曲线 (加强和未加强) 代替老法中的计算公式。该曲线是根据膨胀节试验数据, 以最低疲劳破坏次数, 取安全系数为 10 绘制成的, 详见文献 [17]、[18]。

③ 滨田-竹园法 该法取两种尺寸的膨胀节, 进行内压下轴向对称位移循环疲劳试验, 得到疲劳试验预测式为

$$N = \frac{1.68 \times 10^7}{(\sigma_T \cdot 28.1)^2} \quad (1-24)$$

式中,  $\sigma_T$  为最大主应力 (或主应力差) 值。

由于式 (1-24) 仅含两种尺寸膨胀节的试验结果, 对其它尺寸可能给出不完全的寿命, 故引入波纹管特征参数  $\mu$  对疲劳寿命进行修正, 修正系数  $\alpha_N^{[19]}$  为

$$\alpha_N = \frac{N^*}{N} \quad (1-25)$$

式中,  $N$  为由式 (1-24) 得到的预测寿命;  $N^*$  为修正后的预测寿命。

文献 [19] 指出,  $\alpha_N$  与波纹管几何特征参数  $\mu$  的关系为

$$\alpha_N = \begin{cases} 0.061 + 0.341/\mu & (0 < \mu < 1.66) \\ 0.25 & (\mu > 1.66) \end{cases} \quad (1-26)$$

$$\mu = \frac{2r^2}{\delta(D+h)} \quad (1-27)$$

式中,  $r$ 、 $\delta$ 、 $D$ 、 $h$  均为波纹管几何参数, 见本章第 1.1 节。

式 (1-23) 和式 (1-24) 仅适用于轴对称位移循环情况, 不适用于内压或非对称位移循环。

#### ④ 东洋法 (Toyo)

疲劳寿命预测式为

$$N = \left( \frac{0.36E}{2\sigma_e + \sigma_l - 2[\sigma]} \right)^2 \quad (1-28)$$

式中,  $[\sigma]$  为材料在操作温度下的许用应力;  $\sigma_e$ 、 $\sigma_l$  分别为轴向位移及压力引起的应力。

以上介绍的各种膨胀节疲劳寿命设计方法, 除修正的滨田-竹园法与弹塑性分析有联系外, 其余方法均是采用线弹性应力分析和试验结果回归而得到的。也是国际上许多压力容器规范, 包括 ASME 标准的 B&PV 的第三卷、第四卷第二分篇, 英国的 BS 5500, 日本 JISB-8281 采用的方法。这些方法用于 U 形波纹管, 还有待进一步改善。

#### 1.4.5 膨胀节的自振频率

管道膨胀节有时也起到减震的作用。但当其自振频率与系统中任一振动频率相同或相近时, 会诱发共振, 导致波纹管寿命的剧烈下降。研究波纹管的自振频率, 使之与系统振动频率分开, 可避免发生共振。

##### (1) 膨胀节自振频率的计算

膨胀节在实际使用中, 大多为水平或垂直安装, 可能使波纹管承受轴向 (风箱型) 振动或横向 (梁型) 振动。其自振频率需分别加以计算。

① 轴向自振频率的计算 将波纹管简化为离散力学模型, 即将波纹管的全部质量分割成有限个质点, 在两端固支的条件下, 可推得其轴向自振频率为

$$f_i = C_i \sqrt{\frac{K_n}{G}} \quad \text{Hz} \quad (1-29)$$

式中  $C_i$ ——常数, 可据波数  $n$  从表 2-2 中查取;

$K_n$  和  $G$ ——分别为波纹管的轴向总刚度 (N/mm) 和质量 (N);

$i$ ——频率阶数,  $i = 1, 2, 3, \dots$ 。

将波纹管视作质量连续均布的直管, 根据不同的边界约束条件, 可分别求得波纹管的轴向自振频率计算公式。

##### a. 两端固支时

$$f_i = 49.5i \sqrt{\frac{K_n}{G}} \quad \text{Hz} \quad (1-30)$$

b. 一端固支、另一端自由时

$$f_i = 49.5 \left( i - \frac{1}{2} \right) \sqrt{\frac{K_n}{G}} \quad \text{Hz} \quad (1.31)$$

c. 一端固支另一端具有重物  $W_0$

$$f_i = 15.76 \beta_i \sqrt{\frac{K_n}{G}} \quad \text{Hz} \quad (1.32)$$

$$\beta_i \tan \beta_i = \alpha \quad (1.33)$$

或 
$$\beta_i = (i - 1)\pi + \epsilon_i \quad (1.34)$$

先求出  $\alpha$  值,  $\alpha = G/W_0$ ; 再将式 (1.34) 代入式 (1.33), 经过试差可求得任意频率阶数的  $\epsilon_i$  ( $0 < \epsilon_i < \frac{\pi}{2}$ ,  $i = 1, 2, 3, \dots$ ); 然后从公式 (1.33) 中求得相应频率阶数的  $\beta_i$ 。

② 横向自振频率的计算 将波纹管简化为质量连续分布的直管, 在两端固支边界条件下的横向自振频率为

$$f_i = C_i \frac{D_m}{l} \sqrt{\frac{K_n}{G}} \quad \text{Hz} \quad (1.35)$$

式中,  $C_i$  为常数, 在  $i = 1 \sim 5$  阶频率时,  $C_i$  值见表 1-5。  $D_m$  为波纹管平均直径;  $l$  为波纹管长度,  $l = nW + 2L_1$ ;  $L_1$  为波纹管端部直边段长度。

表 1-5 五阶以内各种波数的  $C_i$  值

波数 $n$	频率阶数 $i$				
	1	2	3	4	5
1	44.55				
2	47.93	89.21	116.42		
3	49.14	94.75	133.56	163.80	182.45
4	49.44	96.26	140.51	178.41	209.66
5	49.44	97.27	143.13	185.47	222.76
6	49.44	97.77	144.64	188.99	229.82
7	49.44	98.28	145.64	191.51	234.86
8	49.44	98.28	146.65	192.52	237.38
9	49.44	98.28	146.65	194.03	239.39
$\geq 10$	49.44	98.78	147.16	194.54	240.90

### ③ 波纹管的质量

a. 当波纹管为气体介质时 因质量较小, 在计算轴向和横向自振频率时可忽略, 只计算波纹管材料质量  $G_1$ , 即

$$G = G_1 = 2\pi n \gamma m \delta [B_1^2 - B_2^2 + \pi(B_1 r_1 + B_2 r_2) + 2(r_1^2 - r_2^2)] + 2\gamma \pi (R_1 + R_2) L_1 m \delta \quad \text{kg} \quad (1.36)$$

b. 当波纹管为液体介质时 因液体介质的质量对自振频率的影响较

大, 应予计入。对于轴向自振频率的计算, 应包括各波之间的液体质量  $G_2$  (整个波纹管内液体质量减去管内的液体质量)、即

$$G = G_1 + G_2 = G_1 + n \gamma' \pi \left[ B_1^2 (2r_1 - m \delta) + \frac{\pi}{4} B_1 (2r_1 - m \delta)^2 + \frac{1}{6} (2r_1 - m \delta)^3 + B_2^2 (2r_2 + m \delta)^3 - \frac{\pi}{4} B_2 (2r_2 + m \delta)^2 + \frac{1}{6} (2r_2 + m \delta)^3 - R_2^2 W \right] \quad \text{kg} \quad (1-37)$$

对于横向自振频率的计算, 则应计入整个波纹管内液体的质量  $G_3$ , 即

$$G = G_1 + G_3 = G_1 + G_2 + l \pi R_2^2 \gamma' \quad \text{kg} \quad (1-38)$$

$$B_1 = R_1 - r_1 - \frac{m \delta}{2}, \quad B_2 = R_2 + r_2 + \frac{m \delta}{2}$$

$$R_2 = \frac{D_1}{2} - m \delta \quad R_1 = \frac{D_1}{2} + h$$

以上各式中  $\gamma, \gamma'$ ——分别为波纹管材料和管内液体的单位体积质量,

$\text{kg/m}^3$ ;

$r_1, r_2$ ——分别为波峰波谷圆弧中间面半径, mm;

$R_1$ ——波纹管外半径, mm;

$R_2$ ——波纹管内半径, mm。

#### ④ 轴向刚度 $K_n$ 的取值

式 (1-30) ~ 式 (1-32) 和式 (1-35) 中,  $K_n$  是在相应振动状态下波纹管的实际轴向刚度。由于波纹管的轴向刚度  $K_n$  在不同温度状态和不同位移量下不是一恒定值, 即波纹管在不同状态下的自振频率也不是一恒定值。

在实际设计时也可使用实测的初始弹性刚度  $K_n$  进行计算。需注意, 大预变形量与零预变形量, 高温下与常温下其刚度值的变化相差很大, 它会给自振频率带来较大的影响

#### (2) 装有膨胀节管系的防振措施

装有膨胀节管系的防振是十分复杂的工程问题。原则上应使膨胀节的自振频率、机器的激发频率、气柱的固有频率三者避免重合, 一般措施如下。

① 改变波纹管自身的尺寸、材料、温度、端部条件和预变形等, 调整膨胀节的自振频率。

② 采用增添管道支承的方法改变管系的固有频率。

③ 通过改变管长来改变气柱的固有频率。

须注意, 由于压力脉冲能通过流动介质传递到膨胀节以外的地方, 因此, 当系统的振动是由压力脉冲引起时, 不能用设置膨胀节、增添管道支承和捆绑加固的方法来消除, 应考虑装设缓冲器和减振器, 以使低频高幅振动

转换为不太剧烈的较高频和较低振幅的脉冲。

金属膨胀节可以在高频、低幅的振动场合下使用，但不适用于低频、大幅振动的场合，例如活塞式压缩机、柴油机等引起的振动，因为这种振动会增加膨胀节的最大应力。在满足内压的情况下，波纹管的壁厚宜取小值，以降低固有频率，增加柔性，减轻负荷。

在有机器振动的管道上装设膨胀节时，应使膨胀节的一端尽量靠近机器，而与膨胀节另一端连接的管道，应尽可能在靠近膨胀节的地方固定。因为固定点如离膨胀节太远，则使膨胀节与固定点之间的管道成了悬臂梁，这样不但不能吸收振动，还会增加膨胀节的振动，缩短其寿命。

当流速很高时，在波纹管形成的湍流，或在波纹管上游形成的紊流均可引发振动。为消减振动，应在波纹管设置内置套筒。

### 1.5 多层波纹管

多层波纹管与单层波纹管相比，有较大的变形补偿能力与强度，同时还可用不同的材料制作波纹管的内层和外层，以适应管道的不同使用环境，尤其在温差较大的换热设备和管道中，多层比单层波纹管有更多的优越性。近年来，多层膨胀节的应用已十分广泛。由于多层波纹管的制造成本较高，一般在下列情况下，才选用多层波纹管。

- ① 既承受高压，又要求高柔性，以取得高压下的大补偿量、低弹性力、高疲劳寿命。
- ② 承受较高能级的动载荷和很高的疲劳寿命。
- ③ 承受较高压力、较大位移，同时要求精确的结构弹性力。
- ④ 输送及处理易燃易爆、有毒介质的管道和设备，且必须作为超常规安全裕度的部件

(1) 多层波纹管的结构特点

多层波纹管结构示意图见图 1-19，其结构特点如下。

① 多层波纹管与尺寸相同的单层波纹管相比，刚度下降  $1/m^2$  ( $m$  为层数)，位移引起的经向弯曲应力下降  $1/m$ ，内压引起的经向弯曲应力上升  $m$  倍。因此，设计使用者应按使用场合，合理选择层数。

② 由于多层波纹管层间存在有间隙，因此使各层的受力不均

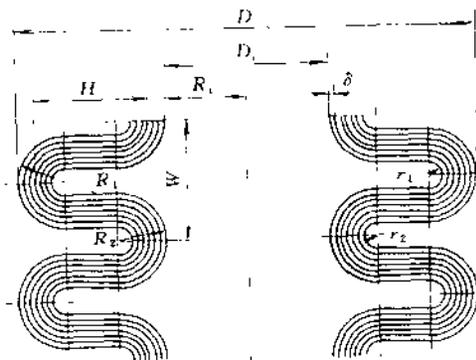


图 1-19 U 形多层波纹管结构示意图

匀,在循环载荷作用下,拉力大的那一层则首先出现裂纹。此外当温度升高后,层间隙中残留的气体膨胀,也会导致层与层间的隔离、膨胀,而影响使用。为此,应尽量消除层间间隙或将其控制在最可能小的范围。消除产生间隙的主要方法是在成形时,要设法排尽层间残留气体,端面进行滚焊封口。

③ 试验表明,在位移工况下,最大经向应力出现在曲率最大处。因此,设计波形时应尽量使波峰与波谷相应的环壳的曲率半径相等。即使波峰内壁环壳半径等于波谷外壁环壳半径(即  $r_1 = r_2$ ),使波峰外壁环壳半径等于波谷内壁环壳半径(即  $R_1 = R_2$ ),这种波形的最大经向应力比波高、波距相同,但  $r_1 \neq r_2$ ,  $R_1 \neq R_2$  的波形要小。

## (2) 多层波纹管与单层的比较

当多层波纹管的总厚度与单层结构的厚度一致时,两者的性能比较如下。

① 承压能力 由于多层波纹管总厚度与单层结构的厚度相同,压力引起的沿周向薄膜应力  $\sigma_2$  和经向薄膜应力  $\sigma_3$  不受影响。由于多层结构中每一层的材料较薄,因压力引起的经向弯曲应力  $\sigma_4$  则有所提高。

② 刚度 由于每一层的材料较薄,波纹管整体轴向刚度降低,柔性增大。

③ 稳定性 由于多层波纹管每一层材料较薄,波纹管的柱稳定性和平面稳定性均有所下降。

④ 疲劳寿命 由于多层波纹管每一层材料较薄,位移引起的经向薄膜应力  $\sigma_5$  和弯曲应力  $\sigma_6$  均要降低,多层结构的疲劳寿命比单层结构有所提高。

## 2 膨胀节

### 2.1 膨胀节的基本结构

各种膨胀节均以波纹管为基本元件,装配各种附件后组成。最通用的膨胀节基本结构见图 1-20。

#### (1) 内(衬)筒(又称导向筒)

它用于减小流体对波纹管内表面冲刷和流体的压力损失,主要用于输送高流速流体的管道。安装带有内衬筒的膨胀节时,须根据介质流向焊于设备壳体或管道上的焊缝,位于流体上游,切勿装反。

#### (2) 均衡环

用来增强波谷和波侧壁耐内压能力并使各波压缩位移均匀的“T”形截面圆环。另有“+”形加强环,在 U 形波纹管中用来增强波谷处耐压能力的圆形或圆环形截面部件(图中未表明)。

#### (3) 导向螺栓(又称限位螺栓)

连接在膨胀节上,主要用于限制波纹管在正常工作状态下的位移范围。一旦主固定支架失效,限位螺栓须承受全部内压推力,同时还能防止波纹管过

度伸长。

#### (4) 固定螺栓

用于防止波纹管在运输过程中因颠簸而损坏。在现场当膨胀节安装完毕后即需拆去。

由于使用场合不同, 需要有不同功能的膨胀节, 膨胀节的结构类型及应用场合, 详见本书第 7 章。

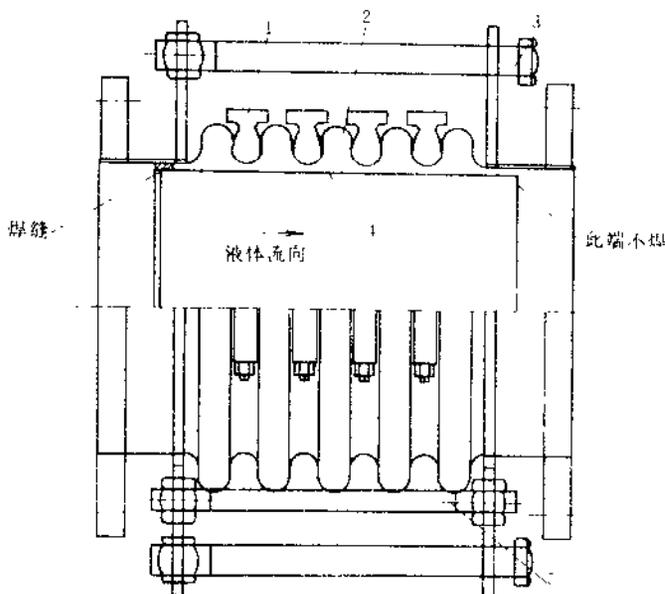


图 1-20 膨胀节基本结构

1—加强环；2—波纹管；3—导向螺栓；4—内筒；5—固定螺栓

## 2.2 材料

膨胀节用波纹管的材料主要有金属和非金属两大类。材料的选用主要取决于波纹管的工作条件、环境和经济性等。

### (1) 材料的选用原则

① 工作温度 金属波纹管的工作温度范围为  $-196 \sim 750^{\circ}\text{C}$ 。在高温下, 多数波纹管材料的弹性率和疲劳寿命会明显降低。

② 循环应力 长寿命波纹管需设计在弹性范围内工作, 但是大多数波纹管的工作均在弹塑性范围, 因此应选取屈服强度高, 疲劳寿命长的材料。

③ 耐腐蚀性 能与所接触的流体相容。薄壁波纹管对于应力腐蚀是十分敏感的。

④ 制造工艺性 膨胀节用波纹管多是用板材或带材卷成圆筒, 沿纵缝

焊成管坯，同时焊接又是波纹管与膨胀节两端接头连接常用的方法，因此材料的可焊性是选材必需考虑的。

(2) 金属材料的选用（非金属材料详见本书第6章）。

金属波纹管多用薄壁奥氏体不锈钢制造，管道膨胀节壁厚一般为0.2~4mm。这是因为波纹管在压力和轴向位移作用下，应力水平相当高，波峰和部分波谷的局部基本上在塑性范围内工作，如果处于腐蚀环境，则高应力部位是最危险的。因此壁厚若太厚，波纹管的应力反而升高，更加促进腐蚀过程，加上膨胀节不断伸缩屈曲，材料表面的氧化保护层很易剥落，腐蚀进一步加速。所以，波纹管宜选用较薄的耐腐蚀材料。在循环应力低，要求不高的场合，也可用碳钢、低合金或其他材料。

在一般工况下奥氏体不锈钢具有优良的耐蚀性，是最常用的材料，例如0Cr18Ni9(304)，0Cr18Ni10Ti(321)和0Cr17Ni12Mo2(316)。其缺点是在某些腐蚀性工作介质中出现应力腐蚀和点蚀问题。其中316耐点蚀性能较前者好些，国内外标准中推荐的各种奥氏体不锈钢牌号，选用时尚需视具体的工作介质和环境予以确定。

奥氏体不锈钢的使用温度，根据国内外厂家的试验和使用经验，证明在使用压力较低，对材料的高温性能和腐蚀性能要求不严格的情况下可以到550℃，在一般情况下，使用温度在500℃以下为宜。

当工作介质中含有一定量的氯化物、硫化物、酸、碱等，或工作温度超出奥氏体不锈钢使用温度时，应当选用耐蚀合金或高温合金来制造波纹管。国外大多选用Incoloy800、825(属Fe-Ni合金)和Inconel 600、625(属镍基合金)，我国与之相对应牌号的高温耐蚀合金是：NS111(相当于Incoloy800)，NS142(相当于Incoloy825)，NS312(相当于Inconel 600)，NS336(相当于Inconel 625)<sup>[87]</sup>。也可以用我国目前已有的耐蚀合金和高温合金，如用NH3-1(00Cr25Ni20Mo5)不锈钢解决了海水腐蚀、用FN-2或B-315合金做结构材料解决炼油厂较为严重的腐蚀问题。

金属波纹管常用材料的化学成分见表1-6，机械性能见表1-7。

表 1-6 常用材料化学成分

牌号	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	P	S	其它
SUS304	≤0.08	≤1.00	≤2.00	8.00~10.50	18.00~20.00	—	≤0.045	≤0.03	
SUS304L	≤0.03	≤1.00	≤2.00	9.00~13.00	18.00~20.00	—	≤0.045	≤0.03	
SUS316	≤0.08	≤1.00	≤2.00	10.00~14.00	16.00~18.00	2.00~3.00	≤0.045	≤0.03	
SUS316L	≤0.03	≤1.00	≤2.00	12.00~15.00	16.00~18.00	2.00~3.00	≤0.045	≤0.03	
SUS321	≤0.08	≤1.00	≤2.00	9.00~13.00	17.00~20.00	—	≤0.045	≤0.03	Ti≥5X C%

表 1-7 常用材料的机械性能

材料牌号	固容热处理		拉 伸			硬 度		
	温度, °C		$\sigma_{0.2}$ , MPa	$\sigma_b$ , MPa	$\delta_5$ , %	HB	HRB	HV
SUS304	1010	1150	$\geq 206$	$\geq 520$	540	187	90	200
SUS304L			$\geq 177$	$\geq 481$				
SUS316	淬火		$\geq 206$	$\geq 520$	540	187	90	200
SUS316L			$\geq 177$	$\geq 481$				
SUS321	920~1150 淬火		$\geq 206$	$\geq 520$				

(3) 各种介质下金属波纹管推荐选用的材料 (见表 1-8)

表 1-8 各种介质条件下金属波纹管的推荐材料

介 质	可选材料	推荐材料	介 质	可选材料	推荐材料
水	SUS304	SUS316	精制焦炉气	SUS316	SUS316L
海水	NTK M-5	Incoloy825	高炉气	SUS304	SUS316
蒸汽	SUS316	SUS316L	烧却炉排气	SUS316	SUS316L
原油	SUS316L	NTK M-5	船舶甲板蒸汽管	SUS316L	Incoloy825
轻质油	SUS316	SUS316L	船舶低温液化气管	SUS316L	SUS316L
重油	SUS304	SUS316	空气	SUS304	SUS304
锅炉气(低温)	SUS304	SUS316L	低温氧气	SUS304	SUS316L
锅炉气(高温)	SUS316L	Incoloy825	高温氧气	SUS316	SUS316L
柴油机排气	SUS304	SUS316	炼油厂催化裂化	Incoloy600, 625	
精制进炉气	SUS316L	Incoloy825	高温装置	Incoloy800H, SUS321	

由表可见, 管道膨胀节通常多选用 SUS304 钢, 当温度大于 600°C, 则多用镍基合金、钴基合金, 但其价格昂贵。据资料 [11] 介绍, 300 系列不锈钢也可用于高温, 如 SUS316、SUS316L (450~600°C) 以及 SUS321 (450~650°C), 对高温腐蚀环境可选用 INCOLOY800H 或 INCONEL600、625。

对低温低压腐蚀环境和海水环境, 亦可用含铜镍合金材料 B30、B10 (含 Ni 分别为 30% 和 10%)。

近年, 由铁素体与奥氏体双相混合的双相不锈钢的应用也日趋广泛, 这种材料具有耐应力腐蚀和晶间腐蚀的性能。

### 参 考 文 献

- 1 Li Yong-Sheng. Optimum Structural Design of U shaped Expansion Joints, ASME Metal Bellows and Expansion Joints. PVP. 1989, 168: 73 ~ 77
- 2 P. Janzen. Formula and Graphs of Elastic Stresses for Design and Analysis of U-shaped Bellows. The International Journal of PVP. 1979, 7(6): 407 ~ 423
- 3 葛子余等. 金属软管波纹补偿器及其应用 北京: 宇航出版社, 1991
- 4 李水生等. 膨胀节的结构优化 压力容器 1987, (2)

- 5 李永生.波纹管设计.管道技术与设备.1993,(2)
- 6 W.F. Anderson. Analysis of Stresses in Bellows. Part I. Design Criteria and Test Results, NAA-SR-4527(Pt I). Atomic International Division of North American Aviation, 1964, (10)
- 7 南京化工大学波纹管中心译.美国膨胀节制造商协会标准.第七版(98版).1999
- 8 GB/T 12777—1999 金属波纹管膨胀节通用技术条件.国家技术监督局.1999
- 9 山中秀男,小野公夫.ボイウ研究.1963,80:25~32
- 10 李建国.U形膨胀节 钢制压力容器(二)(标准释义)北京:学苑出版社.1989
- 11 R. K. Broyles. Bellows Instability, Metallic Bellows and Expansion Joints. ASME PVP. 1989, 168: 37~43
- 12 Thomas, R. E. Validation of Bellows Design Criteria by Testing. Part II. Metallic Bellows and Expansion Joints. ASME PVP. 1984, 83:55~64
- 13 黎廷新.U形单层膨胀节的刚度计算与性能.化工与通用机械.1980,(3)
- 14 Raymond J. R. Formulas for Stress and Strain Fifth Edition. 1975
- 15 何森.U形波纹管疲劳寿命研究.南京化工学院硕士论文.1987,(3)
- 16 盛水平.膨胀节强度分析及结构优化.南京化工学院硕士论文.1988,(5)
- 17 M. W Kellogg Co. Design of Piping Systems. 1956
- 18 [张万英].美国凯洛格公司U形波纹膨胀节计算新规定介绍.化工设备设计.1981,(3):20-23
- 19 M. Hamada, M. Tanaka. Design of U-Shaped Bellows Considering Low-Cyclic Fatigue, Trans ASME. 1978, 100:382~388
- 20 Coffin L. F. A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on a Ductile Metal, Trans. ASME. 1954, 76:931
- 21 Tavernell J. F., Coffin L. F. Experimental Support for Generalized Equation Predicting Low-cycle Fatigue, Trans. ASME Ser D 1962, (12):533-541
- 22 Baldwin E. E., Coffin L. F. Cyclic Strain Fatigue Studies on AISI-347 Strainless Steel. ASTM Proceedings. 1957, 57:567
- 23 Coffin L. F. The Cyclic Straining and Fatigue of Metals, Trans, Metallurgical Society. AIME. 1959, 215(10):794-807
- 24 Manson S. S. Fatigue, A Complex Subject—Some Simple Approximations, Exp. Mech. 1965
- 25 黎廷新.U形膨胀节的低循环疲劳寿命.化工炼油机械通讯.1981,(1):39~45
- 26 钱逸,陈龙根.波纹管的自振频率与共振防治.1989,(8)
- 27 黎廷新,李添祥.波纹管自振频率的研究.1985,(9)
- 28 黎廷新等.不同端部条件下波纹管的轴向和横向自振频率的研究.波纹管膨胀节译文集.1986: 258~270
- 29 通用所.多层U形膨胀节试验研究(一),应力测试.压力容器.1985,(2)
- 30 李永生.金属膨胀节的环境敏感断裂.石油化工设备技术.1990,(5)
- 31 Toyo Kaseiwan Kogyo Co. LTD. Expansion Joints
- 32 TRK. Expansion Joints(日)
- 33 王银惠等.聚四氟乙烯(PTFE)膨胀节结构性能探讨.上海大学学报.复合材料和波纹管论文专辑.1995

## 第 2 章 波纹管的应力分析和设计

膨胀节是压力容器和管道的一个部件，但其应力状况与压力容器和管道却有很大的不同。这与膨胀节中波纹管特点有关。

① 波纹管是一薄壁挠性元件，在内压作用下要吸收（补偿）由于热膨胀或机械运动引起的位移，因此，必须能够充分地变形。

② 波纹管的成形过程导致波壳材料金相组织有显著的改变

③ 波纹的受压变形产生的经向弯曲应力是波纹管压力应力的主要成分，另外还有位移应力的影响，因此波纹管上的应力分布要比容器复杂得多。

④ 试验发现波纹管的侧壁在内压作用下有鼓胀、屈服情况，目前尚无法证明它已损坏了波纹管的完整性。但是这种侧壁鼓胀必须以不妨碍波纹管吸收变形的能力为前提。这种轻微的  $\Omega$  形状反而增加了波的强度，亦即提高了承载能力。

因此，波纹管的设计规则不能沿用传统的刚性压力容器的设计概念。必须建立一套适应自身特点的设计概念和方法。

波纹管膨胀节的应力分析有理论计算和试验测试两种方法。理论计算方法又分以下三种。

① 解析法 这种方法是以薄壳理论为基础，从壳体及微分方程出发，经解析求得解，求解过程尽管繁复，但它是波纹管应力分析的力学基础，许多简便的方法也是起源于此

② 数值法 目前用得最多的是有限元法，借助计算机，已成为波纹管应力分析的主要方法。但数值法仅能给出某一波纹管的应力分布状况，不能给出通用的解析表达式。

③ 工程近似法 这种设计方法最受设计人员欢迎，因为它计算简便，给出清晰的解析表达式，工程上也有一定的精度。但由于计算力学模型与波纹管原型有一定的差异，各计算式均有一定的误差。但总的说来，在非关键场合，这些公式的使用是有效的，标准中也予以采用。

### 1 解析法

#### 1.1 U 形波纹管的弹性解

假设波纹管变形对称于波节线，所以可取 U 形波纹管 1/4 波段进行弹性分析，如图 2-1 中的 ACE 段。

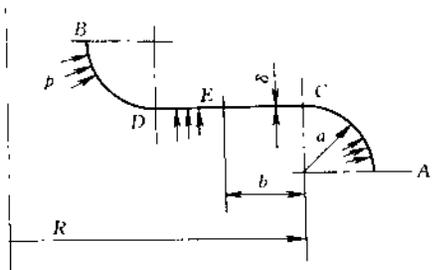


图 2-1 U形波纹管

## (1) 环壳的一般解

设  $r$  为环壳任意点  $P$  到对称轴的距离,  $\varphi$  为外法线与对称轴的夹角, 位移  $u, w$  (或  $y, z$ ) 和切线变形的转角  $\beta$ , 内力素  $N_\varphi, N_\theta, Q, M_\varphi, M_\theta$  的定义和方向见图 2-2。

对于波纹管, 满足细环壳条件的

微分方程为

$$\frac{d^2 V}{d\varphi^2} + 2\mu V \sin \varphi = \frac{4\mu^2 Q_0}{\lambda} \cos \varphi \quad (2-1)$$

$$Q_0 = \mu \sqrt{3(1-\nu^2)} a^2 / (R \delta)$$

式中,  $Q_0$  为  $\varphi=0$  时的壳体上的力;  $\nu$  为泊松比。

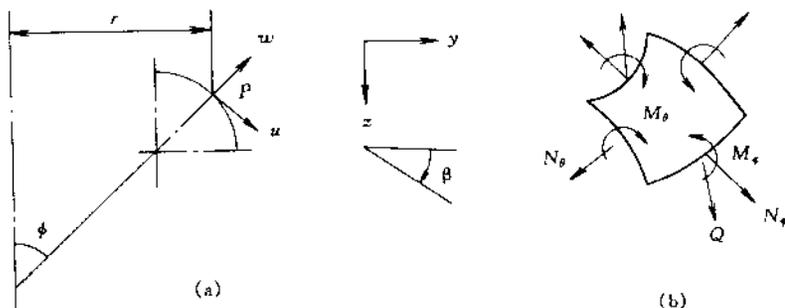


图 2-2 环壳的内力和变形

则内力分量、转角及位移表达式分别为

$$\begin{cases} N_\varphi = -\frac{\lambda}{2\mu} \cos \varphi \operatorname{Im} V + Q_0 \sin \varphi + a P \\ M_\varphi = \frac{\lambda a}{4\mu^2} \times \frac{d}{d\varphi} \operatorname{Re} V \\ Q = \frac{\lambda}{2\mu} \sin \varphi \operatorname{Im} V + Q_0 \cos \varphi \\ N_\theta = -\frac{d}{2\mu d\theta} \operatorname{Im} V \\ M_\theta = \nu M_\varphi \\ \beta = -\frac{1}{ES\lambda} \operatorname{Re} V \\ Y = \frac{R}{E\delta} N_\theta \\ Z = Z_0 - \int_{\varphi_0}^{\varphi} \frac{R}{ES} \cos \varphi \operatorname{Re} V d\varphi \end{cases} \quad (2-2)$$

## (2) 环板解

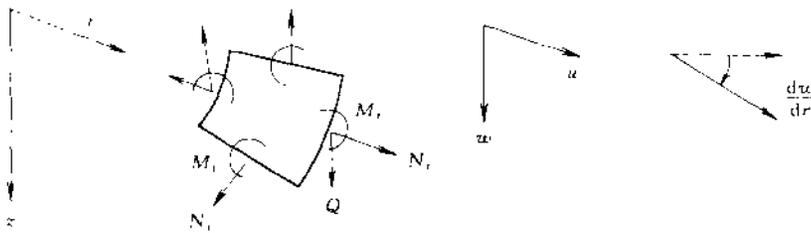


图 2-3 环板的内力和变形

环板变形  $u$ 、 $w$ ，内力素  $N_r$ 、 $N_t$ 、 $M_r$ 、 $M_t$ 、 $Q$  如图 2-3 所示， $u$ 、 $w$  在环板平面内和垂直环板方向上的独立解分别为

$$\begin{cases} M_r = \left[ \frac{1+\nu}{2} \ln r + \frac{1-\nu}{4} \right] T + \frac{3+\nu}{16} P r^2 + \frac{1+\nu}{2} c_3 - (1-\nu) \frac{c_4}{r^2} \\ M_t = \left[ \frac{1+\nu}{2} \ln r - \frac{1-\nu}{4} \right] T + \frac{1+3\nu}{16} P r^2 + \frac{1+\nu}{2} c_3 - (1-\nu) \frac{c_4}{r^2} \\ \frac{d w}{d r} = -\frac{r}{D} \left[ \frac{T}{2} \left( \ln r - \frac{1}{2} \right) + \frac{P r^2}{16} + \frac{c_3}{2} + \frac{c_4}{r^2} \right] \\ w = w_0 - \frac{r^2}{D} \left[ \frac{T}{4} (\ln r - 1) + \frac{P r^2}{64} + \frac{c_3}{4} + \frac{c_4}{r^2} \ln r \right] \\ u = \frac{1}{E} \left[ - (1-\nu) \frac{A}{r} + 2(1-\nu) r c \right] \end{cases} \quad (2-3)$$

式中， $T$  为常数，其含义为平行圆单位弧度上所受的轴向力，即  $T = F / 2\pi$ ； $F$  为轴向力， $w_0$  为  $w$  的初始位置； $A$ 、 $c$  为常数，由拉梅 (Lame) 公式确定。

## (3) 边界条件

待定常数  $c_1$ 、 $c_2$ 、 $c_3$ 、 $c_4$  要由环板与环壳连接处  $C$  点的边界条件和环板中点  $E$  的边界条件求得 (见图 2-4)。

位移载荷的方程组为

$$\begin{cases} [\lambda w_2'(0) - \lambda^2 \rho w_2(0)] c_1 + [\lambda w_1'(0) - \lambda^2 \rho w_1(0)] c_2 = -F_0'(0) \\ \frac{\lambda}{\mu} w_1'(0) - \frac{\lambda}{\mu} w_2'(0) c_2 - \frac{1+\nu}{2} c_3 + \frac{1-\nu}{R^2} c_4 = \frac{1+\nu}{2} \ln R + \frac{1-\nu}{4} \\ -\frac{\lambda^2}{\mu} w_1(0) c_1 + \frac{\lambda^2}{\mu} w_2(0) c_2 + \frac{c_3}{2} + \frac{c_4}{R^2} = \frac{\lambda^2}{\mu} G_0(0) + \frac{1}{4} - \frac{1}{2} \ln R \\ \frac{1+\nu}{2} c_3 - \frac{1-\nu}{R_m^2} c_4 = - \left[ \frac{1+\nu}{2} \ln R_m + \frac{1-\nu}{4} \right] \end{cases} \quad (2-4)$$

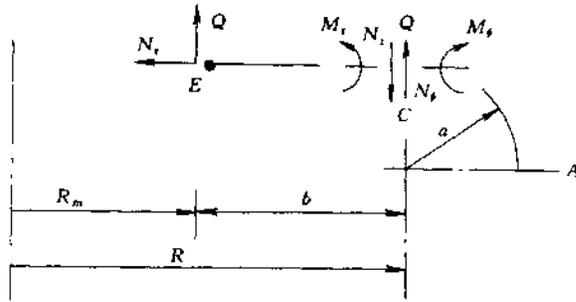


图 2-4 环板与环壳连接处的受力分析

压力载荷的方程组为

$$\begin{cases} \left[ w_2'(0) - \frac{a}{b} w_2(0) \right] c_1 + \left[ w_1'(0) - \frac{a}{b} w_1(0) \right] c_2 = -F_0'(0) - \frac{p a^2}{6(R^2 - R_m^2)} \\ \frac{Q_0 a}{\mu} [w_1'(0)c_1 - w_2'(0)c_2] - \frac{1+\nu}{2} c_3 + \frac{1-\nu}{R^2} c_4 = \left[ \frac{1+\nu}{2} \ln R + \frac{1-\nu}{4} \right] T + \frac{3+\nu}{16} P R^2 \\ \frac{Q_0 a}{\mu} [w_1(0)c_1 - w_2(0)c_2] - \frac{c_3}{2} - \frac{c_4}{R^2} = \frac{T}{4} (2 \ln R - 1) + \frac{P R^2}{16} - \frac{Q_0 a^2}{\mu R} G_0(0) \\ \frac{c_3}{2} + \frac{c_4}{R_m^2} = \frac{P R_m^2}{16} (4 \ln R_m - 3) \end{cases} \quad (2-5)$$

由式 (2-4)、式 (2-5) 求得  $c_1$ 、 $c_2$ 、 $c_3$ 、 $c_4$  后, 由式 (2-2)、式 (2-3) 就能求解波纹管在位移和压力载荷作用下的应力值。

## 1.2 U 形波纹管的弹塑性近似分析

工程上可将波纹管简化成直梁、曲梁或圆盘。由于结构的对称性, 曲梁模型如图 2-5 所示。

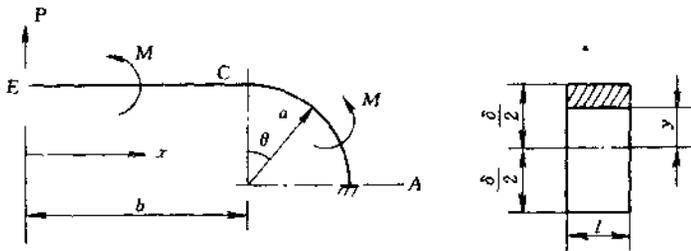


图 2-5 曲梁模型

在组合应力  $\sigma_t$  中, 内压产生的应力按 0.7 倍折算成位移产生的应力, 因此, 仅取位移载荷作弹塑性分析, 为了数据处理方便, 应力应变关系采用幂硬化形式。

$$\text{梁截面 CE 所受弯矩为 } M = P x \quad 0 \leq x \leq b \quad (2-6)$$

$$\text{梁截面 AC 所受弯矩为 } M = P(b + a \sin \theta) \quad 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$$

根据 Kirchhoff 直线法和中心线不伸长假设, 应变  $\epsilon$  与曲率变化  $x$  的关系为

$$\epsilon = x y \quad (2-7)$$

应力应变关系的幂硬化形式为

$$\sigma = A \epsilon^n \quad (2-8)$$

式中,  $A$ ,  $n$  分别为材料应变或循环硬化常数和指数。

平衡方程为

$$M = \int_{-\delta/2}^{\delta/2} \sigma y \, dy \quad (2-9)$$

将式 (2-7)、式 (2-8) 代入式 (2-9), 得

$$x = \xi M^{\frac{1}{n}} \quad (2-10)$$

$$\xi = \left[ \frac{2A}{n+2} \left( \frac{\delta}{2} \right)^{n+2} \right]^{-\frac{1}{n}} \quad (2-11)$$

利用虚功原理, 外力所作的功等于系统应变能的变化。设  $\Delta$  为力  $P$  作用方向上的位移, 则

$$P\Delta = \int_l M x \, dl \quad (2-12)$$

将式 (2-10)、式 (2-6) 代入式 (2-12) 得

$$\Delta = \xi P^{\frac{1}{n}} \left[ \frac{b^{2+\frac{1}{n}}}{2+\frac{1}{n}} + a^{2+\frac{1}{n}} I \right] \quad (2-13)$$

$$I = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left( \frac{b}{a} + \sin \theta \right)^{1+\frac{1}{n}} d\theta \quad (2-14)$$

曲梁中最大弹塑性应变

$$\epsilon_{ep} = (x y)_{\max} \quad (2-15)$$

由式 (2-10)、式 (2-6) 得

$$\epsilon_{ep} = \xi P^{\frac{1}{n}} (a + b)^{\frac{1}{n}} \frac{\delta}{2} \quad (2-16)$$

弹性是幂硬化形式  $\sigma = A\epsilon^n$  的特殊情况, 即  $\sigma = E\epsilon$  ( $E$  为弹性模量)。此时, 式 (2-13) 中的  $I$  改为  $I_e$ , 则

$$I_e = \frac{\pi}{2} \left( \frac{b}{a} \right)^2 + 2 \frac{b}{a} + \frac{\pi}{4} \quad (2-17)$$

令曲梁按弹性计算的应变最大值为  $\epsilon_e$ , 则

$$\frac{\epsilon_e}{\Delta} = \frac{(a+b) \frac{\delta}{2}}{\frac{b^3}{3} + a^3 I_c} \quad (2-18)$$

据应变集中的定义, 应变集中系数  $K_\epsilon$  是在相同位移下, 弹塑性应变最大值与按弹性计算的应变最大值之比, 即  $K_\epsilon = \epsilon_{ep} / \epsilon_e$ , 由式 (2-18) 得

$$K_\epsilon = \frac{(2n+1)}{3n} \times \frac{\left(1 + \frac{b}{a}\right)^{\left(\frac{1}{n} + 1\right)} \left[\left(\frac{b}{a}\right)^3 + 3I_c\right]}{\left[\left(\frac{b}{a}\right)^{\left(2 + \frac{1}{n}\right)} + \left(2 + \frac{1}{n}\right)I\right]} \quad (2-19)$$

U 形波纹管简化成曲梁后, 波纹管的应变集中系数就可由式 (2-19) 确定。若按弹性方法计算的波纹管等效弹性应变为  $\epsilon_e$ , 则波纹管的等效弹塑性应变  $\epsilon_{ep}$  为

$$\epsilon_{ep} = K_\epsilon \epsilon_e \quad (2-20)$$

用于疲劳分析, 用应变幅表示为

$$\Delta \epsilon_{ep} = K_\epsilon \Delta \epsilon_e \quad (2-21)$$

因  $a = \frac{W}{4}$ ,  $b = \frac{H}{2} - a$

$$\text{故} \quad \frac{b}{a} = \frac{2H}{W} - 1 \quad (2-22)$$

式中,  $H$  为波高;  $W$  为波距。

据式 (2-19), 对于奥氏体不锈钢波纹管, 其硬化指数是确定的, 因此应变集中系数仅是  $\frac{W}{2H}$  的函数。为便于进行疲劳分析, 测定 1Cr18Ni9Ti 材料循环应力曲线, 得到硬化指数  $n = 0.226967$ 。

$K_\epsilon$  值可由图 2-6 或表 2-1 查得。

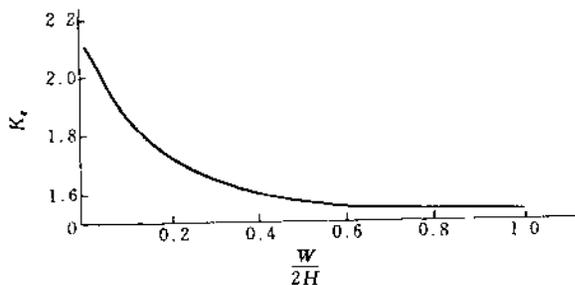


图 2-6  $K_\epsilon - \frac{W}{2H}$  曲线

表 2-1  $K_c$  值

$W/2H$	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$K_c$	2.135	1.856	1.721	1.646	1.602	1.574	1.557	1.544	1.536	1.530	1.522

由图 2-6 可见, 若波深越大, 波距越小, 则应变集中系数  $K_c$  越大。当  $W/2H > 0.3$  时,  $K_c$  变化较平坦, 化工设备和管道中常用的波纹膨胀节,  $W/2H$  值为在 0.3~0.8, 应变集中系数  $K_c = 1.646 \sim 1.536$ 。当  $W/2H = 0.5$  时,  $K_c = 1.574$ 。

## 2 有限元法

解析法是波纹管应力分析的基础, 但是十分繁琐, 并未能直接给出波纹管的位移分布和应力分布情况, 有限元法可给出波纹管应力性能曲线, 与电测试验的结果十分吻合。

有限元法是将波纹管本体离散化, 分割成若干个(有限的)单元, 同时也将外载荷离散化, 通过能量原理, 建立起以节点位移为基本未知量的代数方程组, 通过求解节点位移, 进而求出应变和应力。有限元法的特点是可以借助计算机, 一次算出多种工况下的波纹管的位移和应力分布, 便于设计者进行应力分析, 是对波纹管进行应力或总体分析的有效方法

### 2.1 波纹管有限元法概要

波纹管是一轴对称壳体, 用有限元法计算时可选用二维四节点或八节点轴对称单元, 也可选用板壳单元。但相比之下, 板壳单元的精确度较高

若选用四节点薄壳单元, 由于计算时只考虑轴对称载荷(轴向位移与内压), 因此没有必要沿一周(360°)建模, 只要取周向很小的一段即可(见图 2-7)。周向共有三层单元, 而周向宽度只要保证所划分的单元沿周向与经向基本相等, 以利于提高精度。对于经向可利用对称关系, 只取半波计算。边界条件可按以下选取: 对于周向二侧, 如图 2-7 中  $ABCD$  边与  $EFGH$  边, 按轴对称边界条件进行约束, 即二边上各节点沿周向切线方向位移为零, 沿经向切线方向转角为零。对于上下二端边  $AE$  与  $DH$  应满足对称条件, 即二边上各节点沿周向切线方向转角为零。当受轴向压缩载荷时, 与轴对称单元一样对下端  $DH$  边上的 4 节点的经线切向用弹性单元约束, 弹性单元的刚度取最大值 ( $1 \times 10^{10}$ ), 对上端  $AE$  边上的 4 节点的经线切向给定 0.5mm 约束位移, 同样可通过下端  $DH$  边上弹性单元所受的力来计算波纹管的刚度系数。当受内压载荷时  $AE$  与  $DH$  边上各节点沿经线切向位移都受约束, 并且在壳单元内表面加 0.05MPa 的面力载荷。计算结果见图 2-8。

### 2.2 有限元法与电测应力法的比较

用电测应力法对某波纹管的应变片布点见图 2-9, 实测应力点与有限元

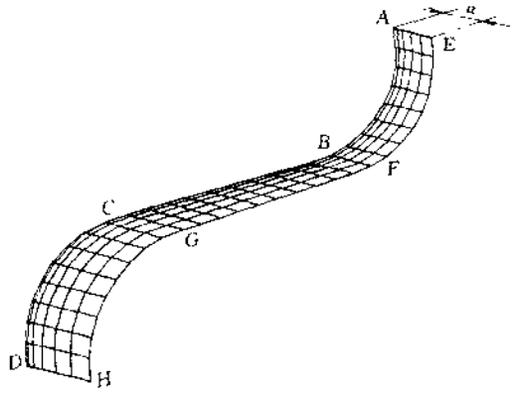


图 2-7 板壳单元有限元法计算模型

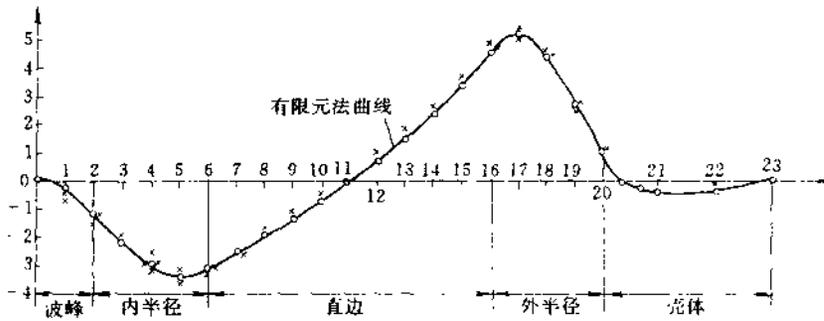


图 2-8 有限元法与实验方法的比较

× 实验值；○ 有限元计算值； $\sigma > 0$  - 拉伸； $\sigma < 0$  - 压缩

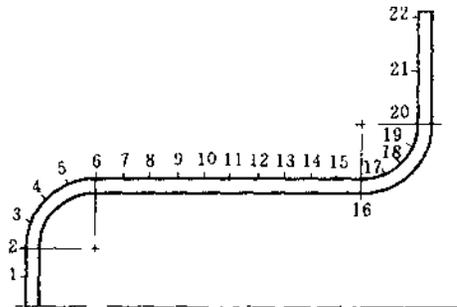


图 2-9 电测布片图

法相应的计算点应变值的比较见图 2-8。

由图 2-8 可见，有限元法的计算值与实验方法的测试值之间十分吻合，最大误差不超过 15%。可见有限元法对波纹管进行应力计算和分析是可

信的。

### 2.3 波纹管有限元法分析实例

以 U 形波纹膨胀节为例, 说明有限元法应力分析的结果。该单波 U 形膨胀节几何尺寸见图 2-10。

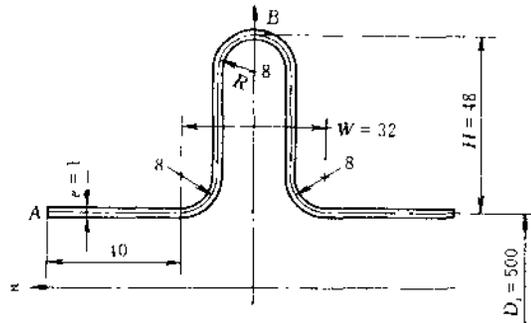


图 2-10 膨胀节波纹管尺寸

由于在波峰 B 处有对称面, 故只取半波分析, B 点的边界条件为

$$e_x = 0 \quad e_\theta = 0 \quad \theta = 0$$

计算时采用两种典型的载荷条件, 内压  $P = 1\text{MPa}$  和端部的轴向位移 (点 A 处)  $e_a = 1\text{mm}$ 。

#### (1) 位移分布

沿经向的总位移 (轴向和径向) 分布见图 2-11。

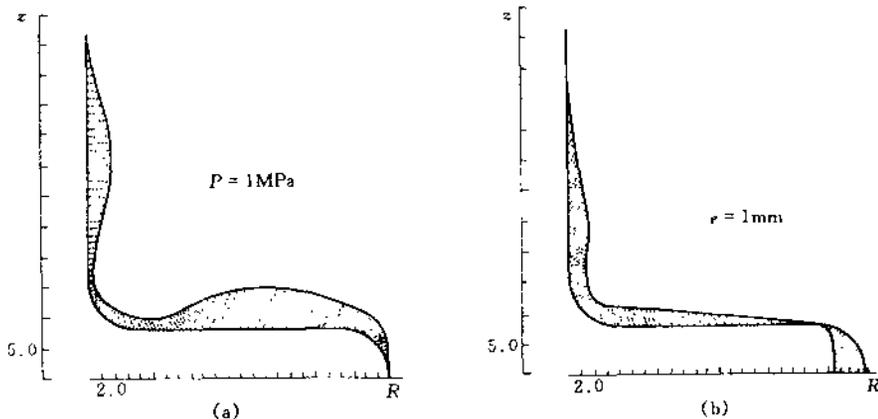


图 2-11 由压力和位移载荷引起的位移分布

#### (2) 应力分布

内压和位移载荷作用下的应力分布可分别见图 2-12 和图 2-13。

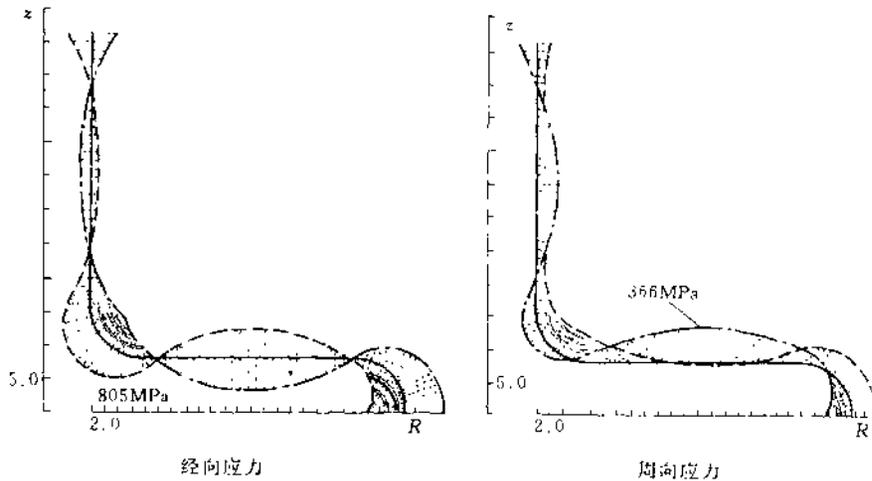


图 2-12 由压力引起的应力分布 ( $P = 1 \text{ MPa}$ )

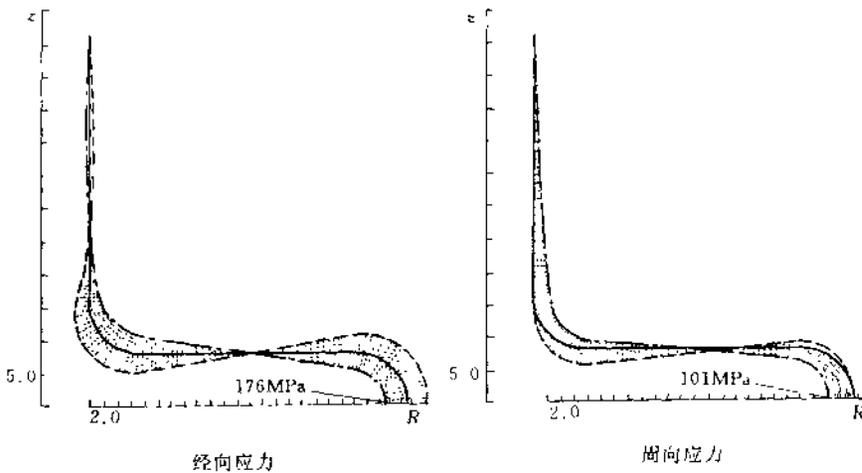


图 2-13 轴向位移 ( $e = 1 \text{ mm}$ ) 引起的应力分布

由图 2-12、图 2-13 可见：

- ① 经向薄膜应力比弯曲应力小很多。
- ② 周向薄膜应力和弯曲应力有相同的数量级。
- ③ 经向和周向弯曲应力的分布形状相似，前者约为后者的 3 倍。
- ④ 尽管两种载荷下的应力分布状态有很大不同，但是最大应力均由经向弯曲应力决定。可见，对于承受内压和位移载荷的膨胀节而言，最严重的情况是这二者应力的叠加。

## 2.4 结构参数对应力的影响

用有限元法计算, 可以很直观地找到结构参数对波纹管应力的影响。

### (1) 壁厚的影响

当壁厚  $\delta$  加大 1 倍, 由压力引起的应力将降低近 4 倍 (见图 2-14), 由轴向位移引起的应力增大 2 倍 (见图 2-15)。

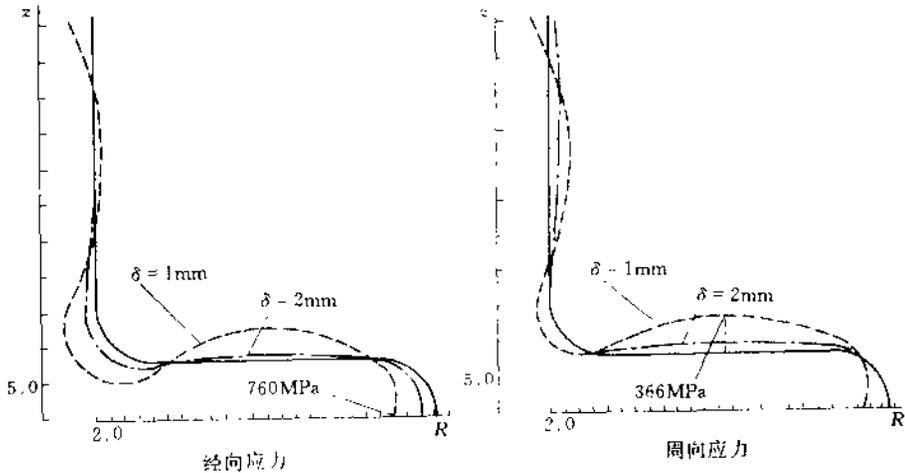


图 2-14 壁厚对应力的影响 ( $P = 1\text{MPa}$ )

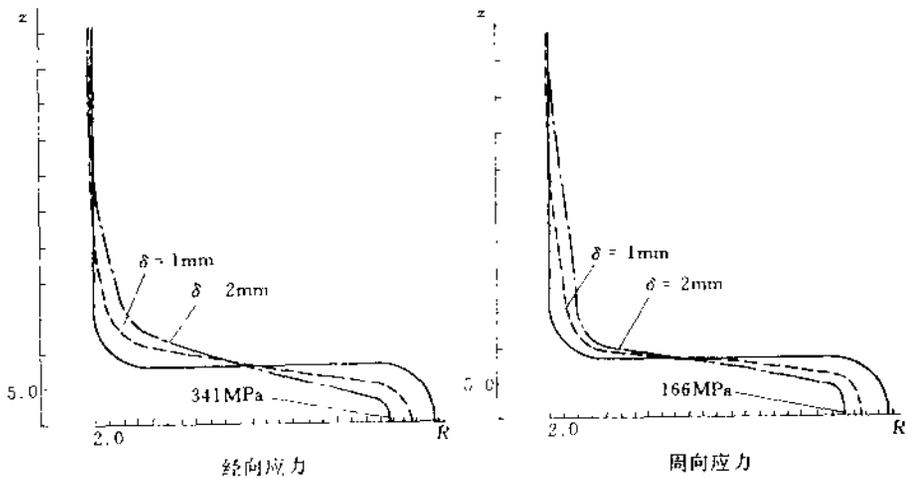
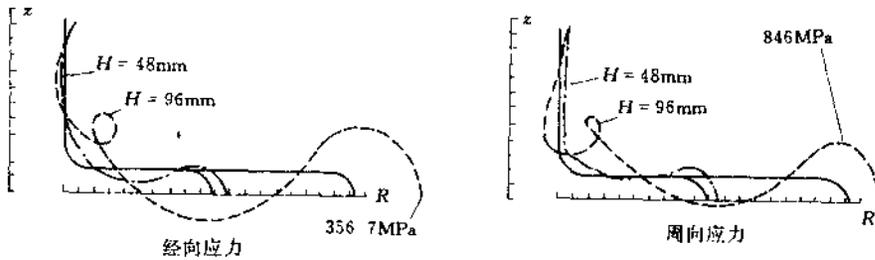
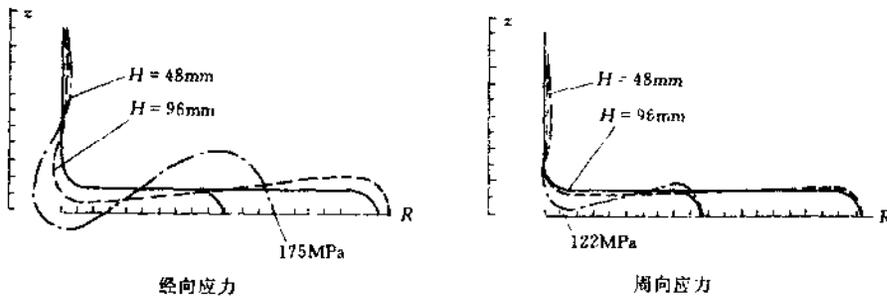


图 2-15 壁厚对应力的影响 ( $\epsilon = 1\text{mm}$ )

### (2) 波高的影响

当波高  $H$  增加 1 倍, 内压引起的应力增加 4 倍 (见图 2-16), 由位移引起的应力降低 3 倍 (见图 2-17)。

图 2-16 波高对应力的影响 ( $P = 1\text{MPa}$ )图 2-17 波高对应力的影响 ( $e = 1\text{mm}$ )

### (3) 波的曲率半径的影响

当波的曲率半径增加 1 倍，内压引起的经向弯曲应力将降低 2 倍，但对周向应力没有大的影响。同时，由轴向位移引起的应力则稍有增加。

由上述有限元法应力分析表明，经向弯曲应力在波纹管应力场中占主导作用。一般，由轴向位移载荷引起的应力水平最高，对波纹管疲劳寿命起决定作用。此外波纹管的壁厚、波高、曲率半径等参数对波纹管应力有明显影响。位移和内压载荷引起的最大应力通常均出现在波谷或波峰附近。

## 3 工程近似设计方法<sup>[35]</sup>

上述的解析法为工程设计提供了波纹管应力分析的理论基础，有限元法可以得到单个波纹管的全面应力分布情况，但都不能为膨胀节的设计和选用人员提供一个既简便，又能满足工程精度的设计公式。为此，从本世纪 60 年代起，相继出现了多种工程设计方法，其中有影响的是以下几种，其设计公式，均是对膨胀节进行简化，将波纹管视作直梁、曲梁或环板，利用材料力学的方法，推导得到一些形式简单，便于应用的近似设计公式，详见表 2-2。

表 2-2 波形膨胀节主要计算公式(不带加强装置)

工程近似设计方法	内压产生的周向薄膜应力	内压产生的经向薄膜应力	内压产生的经向弯曲应力	伸缩位移引起的经向薄膜应力	伸缩位移引起的经向弯曲应力	单波轴向刚度
EJMA	$\frac{P D_m}{2m \delta_m} \left( \frac{1}{0.571 + W} + \frac{2h}{W} \right)$	$\frac{P h}{2m \delta_m}$	$\frac{P}{2m} \left( \frac{h}{\delta_m} \right)^2 C_1$	$\frac{E_b \delta_m^2 \epsilon}{2h^3 C_1}$	$\frac{5E_b \delta_m \epsilon}{3h^2 C_1}$	$\frac{1.7D_m E_b \delta_m^3 m}{h^3 C_1}$
TOYO	$\frac{r(D+D_1)P}{(2.28r+D-D_1)m \delta_m}$	—	$\frac{P}{2m} \left( \frac{h}{\delta_m} \right)^2$	—	$C = \left[ 0.046 \left( \frac{r}{h} \right)^3 + 0.142 \left( \frac{r}{h} \right)^2 + 0.285 \frac{r}{h} + 0.083 \right]^{1.1}$	$\frac{\pi}{24} E_b D_m C \left( \frac{\delta_m}{h} \right)^3 m$
ВИХМАН	—	—	$\delta_m = 0.21(D - D_1) \sqrt{\frac{1.25P_r}{f \sigma_t}}$ $\delta_m = \lambda D_1 \sqrt{\frac{1.1P_r}{f \sigma_t}}$	—	—	$\frac{\pi E_b \delta_m^3}{0.06 \alpha (1 - \beta) D_1}$
Kellogg (老法)	—	—	$\frac{P}{2m} \left( \frac{h}{\delta_m} \right)^2$	—	$\frac{1.5E_b \delta_m \epsilon}{2 \left( \frac{W}{2} \right)^{1.5} h^{1.5}}$	$\frac{2E_b D_m \delta_m^3}{3 \left( \frac{W}{2} \right)^{1.5} h^{2.5}}$
Kellogg (新法)	$\frac{r(D+D_1)P}{(2.28r+D-D_1)m \delta_m} \left( \frac{W + \epsilon_1}{W} \right)$	—	$\frac{P}{4m} \left( \frac{h}{\delta_m} \right)^2 C_2$ $C_2 = \left( 1 - 0.2 \frac{W}{h} \right)^2$	—	$\frac{2E_b D_m \delta_m^3 \epsilon \left( \frac{D_m}{W} \right)}{5 \left( \frac{W}{2} \right)^{1.5} h^{2.5} (2D_1)}$	—
AD 规范	$\frac{r(D+D_1)P}{(2.3r+D-D_1)m \delta_m}$	—	$\frac{P}{4m} \left( \frac{h}{\delta_m} \right)^2 \left( 1 - \frac{8r}{D+D_1} \right)^2$	—	—	—

### (1) EJMA 法

在计算和设计时,较其他方法有明显的优点。如:对波壳的应力分析全面,假设条件较合理,加上计算式对实际的影响因素作了必要的修正,故计算结果与实验数据较为接近,有一定准确性。同时,计算内容不仅对工程设计中必须考虑的问题,诸如强度、稳定性、刚度、疲劳、振动等都规定了相应的计算式,而且对各种尺寸的单层或多层、带加强或不带加强元件的波壳均可适用,较好地满足实用的需要。特别是作为膨胀节制造商协会的专用标准,在世界上有相当的影响。近年来,我国压力容器和管道用膨胀节的国家标准,均是主要参照该标准制定的。

### (2) Kellogg 法

是美国凯洛格公司工程设计的规定方法,具有简便实用的特点,而且对各项计算内容的评定标准有一定的实践基础,故比较稳妥,多年来被国外广为采用。20世纪70年代后期,该公司又在总结实践经验的基础上,对老法进行了修订,内容更趋完整,计算的准确性和应用范围均有了提高和扩大,适用于工程设计中使用和参考。

### (3) TOYO 法

由于其假设条件能较好地反映波纹管的特性,计算有一定准确性,而且算法简便,规定具体,近几年来,国内有些厂也采用此法。但与上面两法相比,该法无论在计算内容和算式对考虑实际因素的修正方面均有不足之处,尤其是带加强元件的波壳计算处理过于简略,没有充分考虑加强元件的作用,因此作为通用计算方法不甚理想。

### (4) ВИХМАН 法

在20世纪80年代以前我国的压力容器设计规定中曾推荐过,但该法除计算内容和应用范围不如上述方法外,对疲劳问题也未进行分析,这对补偿量大,载荷变动剧烈和波形比较特殊的场合,不太适用。此外,在计算和评定标准方面也有待进一步商榷。

### (5) AD 法

AD法是德国压力容器标准中推荐的方法,该法应用的局限性较大。

综上所述,从工程应用角度看,EJMA法是比较好的方法。但必须指出的是,由于波纹管的受力情况复杂,影响因素又多,很难借助简便的工程计算方法达到精确的结果,只能从实用的工程角度,按主要方面进行比较和选择,以求正确地解决一般工程中的设计问题,至于哪些在特殊情况下,有特殊要求的问题,仍须通过精确度较高的分析和计算手段或直接由实验来解决。

## 4 金属 U 形膨胀节用波纹管的设计

我国有关金属膨胀节标准中，波纹管的设计公式是依据国际原子能工业报告 (AEC) NAA-SR-4527 “膨胀节中的应力分析” 中的第一章 “设计准则和试验结果” 所给出的公式，并吸取美国膨胀节制造商协会 (EJMA) 的经验而制定的。

### 4.1 符号说明

$A_c$  —— 单个波纹的截面积,  $\text{mm}^2$ ;

$$A_c = (0.571 w + 2h) m \delta_m$$

$A_e$  —— 波纹管有效面积,  $\text{mm}^2$ ;

$$A_e = \frac{\pi D_m^2}{4}$$

$A_f$  —— 一个紧固件的金属截面积,  $\text{mm}^2$ ;

$A_r$  —— 一个加强件的金属截面积,  $\text{mm}^2$ ;

$C_d$  —— 将 U 形波壳简化成直梁进行计算时的修正系数 (见图 2-18);

$C_f$  —— 将 U 形波壳简化成直梁进行计算时的修正系数 (见图 2-19);

$C_i$  —— 单式膨胀节轴向和横向自振频率系数;

$C_m$  —— 材料强度系数,  $C_m = 1.5$ , 用于热处理态波纹管,  $C_m = 3.0$ , 用于成形态波纹管;

$C_p$  —— 将 U 形波壳简化成直梁进行计算时的修正系数 (见图 2-20);

$C_r$  —— 波高系数;

$$C_r = 0.3 - \left( \frac{100}{1048 P^{1.5} + 320} \right)^2$$

$C_w$  —— 焊缝系数, 改换下标 b、c、f、p 和 r 可分别表示波纹管、加强套环、紧固件、管子和加强件材料的焊缝系数; 其中, 当波纹管管坯纵向焊缝经 100% 着色探伤或射线探伤合格, 且焊缝内、外表面都齐平时, 波纹管纵向焊缝系数 ( $C_{wb}$ ) 可以取为 1.0。

$C_z$  —— 转换点系数;

$$C_z = \sqrt{\frac{4.72 f_m q^2}{\sigma_{0.2}^2 D_i A_c}}$$

$C_\theta$  —— 基于初始角位移的柱失稳设计压力降低系数;

$D_i$  —— 波纹管直边段内径,  $\text{mm}$ ;

$D_c$  —— 波纹管直边段加强套环平均直径 ( $D_c = D_i + 2m \delta + \delta_c$ ),  $\text{mm}$ ;

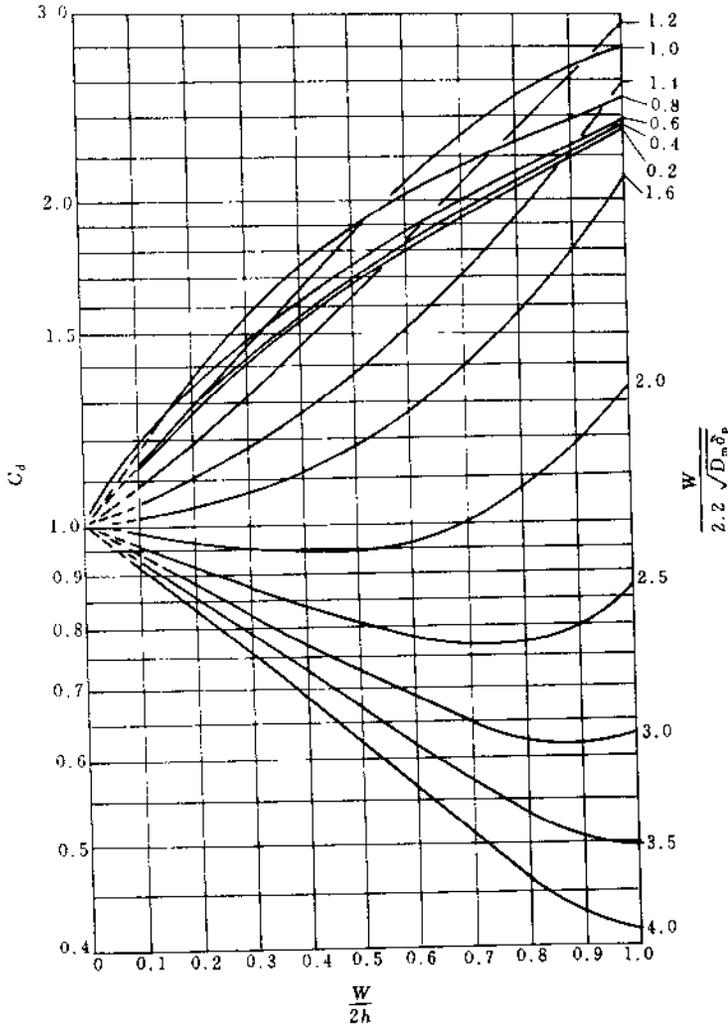


图 2-18 U 形波纹管的  $C_d$

$D_m$  —— 波纹管平均直径 ( $D_m = D_1 + h + m \delta$ ), mm;

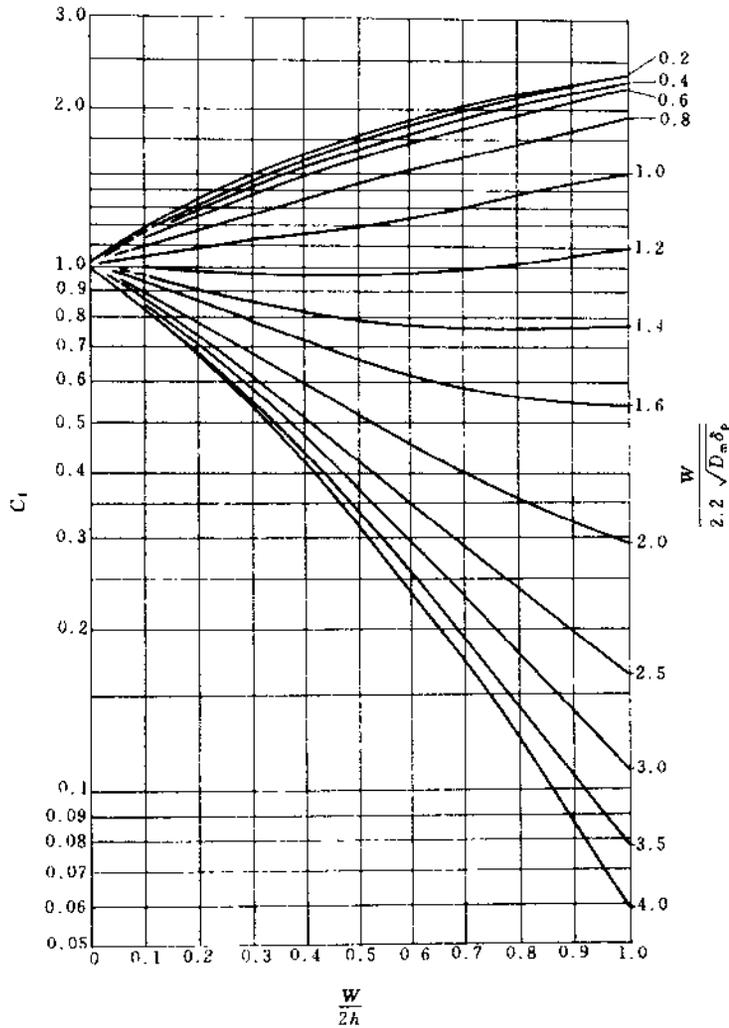
$D_r$  —— 均衡环外径, mm;

$e$  —— 单波总当量轴向位移, mm;

$[e]$  —— 设计单波轴向位移, mm;

$E$  —— 材料在设计温度下的弹性模量。改换下标 b、c、f、p 和 r 可分别表示波纹管、加强套环、紧固件、管子和加强件材料的弹性模量, MPa;

$e_x$  —— 轴向位移“x”引起的单波轴向位移, mm;

图 2-19 U形波纹管的  $C_1$ 

$e_y$  —— 横向位移“y”引起的单波相当轴向位移, mm;

$e_\theta$  —— 角位移“ $\theta$ ”引起的单波相当轴向位移, mm;

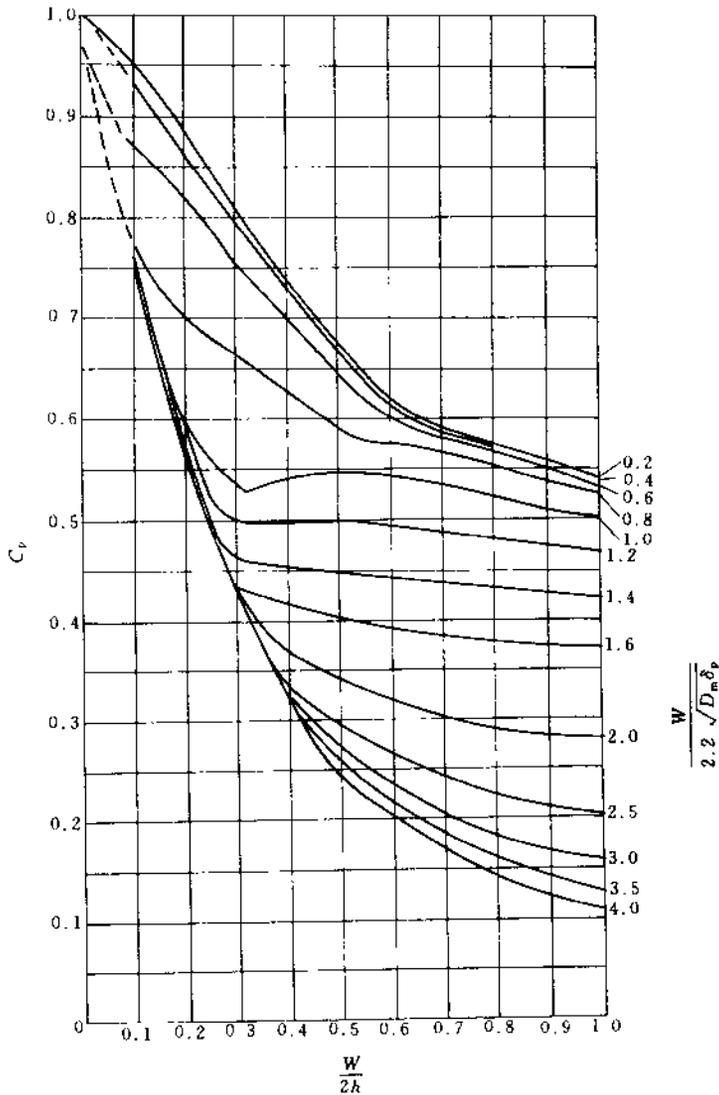
$F_x$  —— 轴向位移反力, N;

$F_y$  —— 横向位移反力, N;

$F_p$  —— 波纹管压力推力, N;

$K$  —— 波纹管单波轴向弹性刚度, N/mm;

$f_i$  —— 膨胀节自振频率, Hz;

图 2-20 U形波纹管的  $C_p$ 

$G$  —— 波纹管材料在设计温度下的剪切弹性模量, MPa;

$$G = \frac{E_b}{2(1+\mu)}$$

$h$  —— 波高, mm;

$K_2$  —— 平面失稳系数;

$$K_2 = \frac{D_m}{2m \delta_m} \left[ \frac{1}{0.571 + 2h/W} \right]$$

$K_4$  —— 平面失稳系数;

$$K_4 = \frac{c_p}{2m} \left[ \frac{h}{\delta_m} \right]^2$$

$K_n$  —— 波纹管的整体轴向刚度, N/mm;

$L_b$  —— 波纹长度 ( $L_b = n w$ ), mm;

$L_c$  —— 波纹管直边段加强套环长度, mm;

$L_d$  —— U形波纹管单波展开长度 ( $L_d = 0.571w + 2h$ ), mm;

$L_f$  —— 一个紧固件的有效长度, mm;

$L_l$  —— 导流筒长度, mm;

$L_1$  —— 波纹管直边段长度, mm;

$L_u$  —— 复式膨胀节中两波纹管最外端间距离, mm;

$M_y$  —— 波纹管端部由横向位移引起的反力矩, N·m;

$M_\theta$  —— 波纹管端部由角位移引起的反力矩, N·m;

$n$  —— 一个波纹管的波数;

$N_c$  —— 波纹管平均疲劳寿命, 周次;

[ $N$ ] —— 波纹管设计疲劳寿命, 周次;

$m$  —— 厚度为“ $\delta$ ”的波纹管材料层数;

$n_f$  —— 设计疲劳寿命安全系数,  $n_f \geq 10$ ;

$P$  —— 压力, MPa;

$P_{sc}$  —— 波纹管两端固支时柱失稳的极限设计内压, MPa;

$P'_{sc}$  —— 波纹管端部支承条件变化时柱失稳的极限设计内压, MPa;

$P_{si}$  —— 波纹管两端固支时平面内失稳的极限设计内压, MPa;

$W$  —— 波距, U形波纹管中任意相邻波纹对应点间距离, mm;

$R$  —— 波纹管所承受的内压作用力与加强件所承受的内压作用力之比; 在设计公式中表示为  $R_1$  和  $R_2$ 。

$$R_1 = \frac{A_c E_b}{A_r E_r} \quad \text{用于整体加强件}$$

$$R_2 = \frac{A_c E_b}{D_m} \left( \frac{L_f}{A_f E_f} + \frac{D_m}{A_r E_r} \right) \quad \text{用于由紧固件连接的加强件}$$

$r_1$  —— U形波纹管波峰内壁曲率半径, mm;

$r_2$  —— U形波纹管波谷外壁曲率半径, mm;

$u$  —— 介质流速, m/s;

- $V$  —— U形波纹管所有波纹间体积,  $\text{mm}^3$ ;  
 $x$  —— 波纹管轴向压缩位移或轴向拉伸位移,  $\text{mm}$ ;  
 $y$  —— 膨胀节横向位移,  $\text{mm}$ ;  
 $\delta$  —— 波纹管一层材料的名义厚度,  $\text{mm}$ ;  
 $\delta_c$  —— 波纹管直边段加强套环厚度,  $\text{mm}$ ;  
 $\delta_l$  —— 导流筒厚度,  $\text{mm}$ ;  
 $\delta_m$  —— 波纹管成形后一层材料的厚度,  $\text{mm}$ ;  

$$\delta_m = \delta \sqrt{D_i/D_m}$$
  
 $\delta_p$  —— 波纹管连接的管子的名义厚度,  $\text{mm}$ ;  
 $\theta$  —— 波纹管角位移, ( $^\circ$ );  
 $\mu$  —— 材料的泊松比;  
 $\sigma_1$  —— 压力引起的波纹管直边段周向薄膜应力,  $\text{MPa}$ ;  
 $\sigma'_1$  —— 压力引起的加强套环周向薄膜应力,  $\text{MPa}$ ;  
 $\sigma_2$  —— 压力引起的波纹管周向薄膜应力,  $\text{MPa}$ ;  
 $\sigma'_2$  —— 压力引起的加强件周向薄膜应力,  $\text{MPa}$ ;  
 $\sigma''_2$  —— 压力引起的紧固件薄膜应力,  $\text{MPa}$ ;  
 $\sigma_3$  —— 压力引起的波纹管经向薄膜应力,  $\text{MPa}$ ;  
 $\sigma_4$  —— 压力引起的波纹管经向弯曲应力,  $\text{MPa}$ ;  
 $\sigma_5$  —— 位移引起的波纹管经向薄膜应力,  $\text{MPa}$ ;  
 $\sigma_6$  —— 位移引起的波纹管经向弯曲应力,  $\text{MPa}$ ;  
 $\sigma_{0.2}$  —— 设计温度下成形态或热处理态波纹管材料的实测屈服强度,  $\text{MPa}$ ;  
 $[\sigma]^t$  —— 设计温度下材料的许用应力值, 改换下标 b、c、f、p、r 可分别表示波纹管、加强套环、紧固件、管子和加强件材料,  $\text{MPa}$ ;  
 $\sigma_t$  —— 经向组合应力范围,  $\text{MPa}$ ;  
 $\tau_t$  —— 扭转剪应力,  $\text{MPa}$ ;  
 $\Phi$  —— 扭转角,  $\text{rad}$ 。

## 4.2 波纹管的应力计算与评定

### 4.2.1 无加强 U 形波纹管

无加强 U 形波纹管的结构见图 2-21, 应力计算及其校核按式(2-23)~式(2-31)。

$$\sigma_t = \frac{P(D_i + m\delta)^2 L_t E_b}{2[m\delta E_b L_t (D_i + m\delta) + \delta_c E_c L_c D_c]} \leq C_{wb} [\sigma]^t_b \quad (2-23)$$

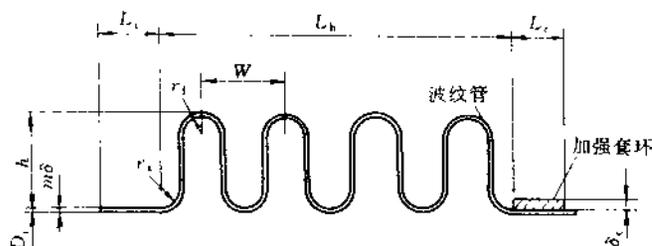


图 2-21 无加强 U 形波纹管

$$\sigma'_1 = \frac{P D_c^2 L_c E_c'}{2[m \delta E_b L_c (D_i + m \delta) + \delta_c E_c L_c D_c]} \leq C_{wc} [\sigma]_c' \quad (2-24)$$

$$\sigma_2 = \frac{P D_m}{2m \delta_m (0.571 + 2h/W)} \leq C_{wb} [\sigma]_b' \quad (2-25)$$

$$\sigma_3 = \frac{P h}{2m \delta_m} \quad (2-26)$$

$$\sigma_4 = \frac{P h^2 C_p}{2m \delta_m^2} \quad (2-27)$$

$$\sigma_3 + \sigma_4 \leq C_m [\sigma]_b' \quad (2-28)$$

$$\sigma_5 = \frac{E_b \delta_m^2 e}{2h^3 C_f} \quad (2-29)$$

$$\sigma_6 = \frac{5E_b \delta_m e}{3h^2 C_d} \quad (2-30)$$

$$\sigma_t = 0.7(\sigma_3 + \sigma_4) + \sigma_5 + \sigma_6 \quad (2-31)$$

疲劳寿命按式 (2-32)、式 (2-33) 计算。

$$N_c = \left( \frac{12820}{\sigma_t - 370} \right)^{3.4} \quad (2-32)$$

$$[N] = N_c / n_f \quad (2-33)$$

#### 4.2.2 有加强 U 形波纹管

加强 U 形波纹管结构见图 2-22, 应力计算及其校核按式 (2-34) ~ 式 (2-44)。

$$\sigma_1 = \frac{P (D_i + m \delta)^2 L_c E_b}{2[m \delta E_b L_c (D_i + m \delta) + \delta_c E_c L_c D_c]} \leq C_{wb} [\sigma]_b' \quad (2-34)$$

$$\sigma'_1 = \frac{P D_c^2 L_c E_c'}{2[m \delta E_b L_c (D_i + n \delta) + \delta_c E_c L_c D_c]} \leq C_{wc} [\sigma]_c' \quad (2-35)$$

$$\sigma_2 = \frac{P D_m W R}{2A_c (R+1)} \leq C_{wb} [\sigma]_b' \quad (2-36)$$

$$\sigma'_2 = \frac{P D_m W}{2A_c (R+1)} \leq C_{wc} [\sigma]_c' \quad (2-37)$$

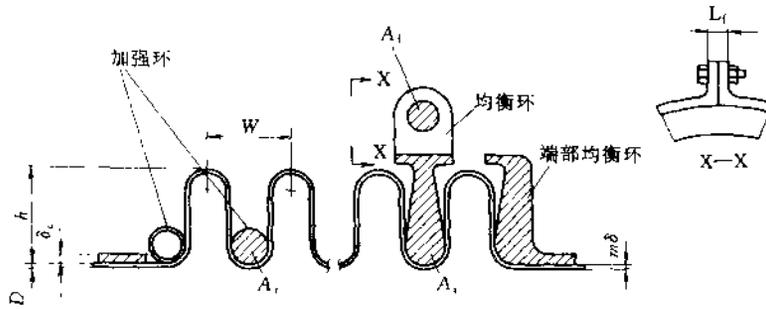


图 2-22 加强 U 形波纹管

$$\sigma_2 = \frac{P D_m W}{2A_f(R_2 + 1)} \leq [\sigma]_f^t \quad (2-38)$$

$$\sigma_3 = \frac{0.85P(h - C_r W)}{2m \delta_m} \quad (2-39)$$

$$\sigma_4 = \frac{0.85P(h - C_r W)^2 C_p}{2m \delta_m^2} \quad (2-40)$$

$$\sigma_3 + \sigma_4 \leq C_m [\sigma]_b^t \quad (2-41)$$

$$\sigma_5 = \frac{E_b \delta_m^2 e}{2(h - C_r W)^3 C_f} \quad (2-42)$$

$$\sigma_6 = \frac{5E_b \delta_p e}{3(h - C_r W)^2 C_d} \quad (2-43)$$

$$\sigma_t = 0.7(\sigma_3 + \sigma_4) + \sigma_5 + \sigma_6 \quad (2-44)$$

疲劳寿命按公式 (2-45)、式 (2-46) 计算。

$$N_c = \left( \frac{35720}{\sigma_t - 290} \right)^{2.9} \quad (2-45)$$

$$[N] = N_c / n_f \quad (2-46)$$

式 (2-23) ~ 式 (2-45) 只适用于平均疲劳寿命  $N_c$  在  $10^3 \sim 10^5$  的奥氏体不锈钢成形波纹管。当  $\sigma_t \leq 2\sigma_s^t$  时, 可不考虑疲劳问题。对于奥氏体不锈钢波纹管, 当  $\sigma_t > 2\sigma_s^t$  时, 应按式 (2-40) 进行疲劳寿命校核。对于碳钢、低合金钢材料波纹管, 应控制  $\sigma_t \leq 2\sigma_s^t$ 。

#### 4.2.3 波纹管的应力评定<sup>[39]</sup>

##### (1) 内压引起的波纹管周向薄膜应力 $\sigma_2$

该应力是非自限性的一次总体薄膜应力, 是维持与内压平衡所必须的, 具有整体性质, 遍及全区域, 因而直接关系到膨胀节的安全使用。一般将此应力控制在设计温度下的许用应力使, 即  $\sigma_2 \leq [\sigma]^t$ 。

##### (2) 内压引起的波壳经向薄膜应力 $\sigma_3$

该应力也是非自限性一次总体薄膜应力，是维持与内压  $P$  相平衡所必须的，对膨胀节而言，它的量值一般很低，对膨胀节的安全不产生很大影响。许多规范均不计此项应力。

### (3) 内压引起的波壳经向弯曲应力 $\sigma_4$

该应力为非自限性一次弯曲应力，也是维持与内压平衡所必须的，在膨胀节中该应力数值往往较大，对波壳的承压能力和疲劳寿命有较大影响。但是，与一次薄膜应力不同，尽管其弯曲应力也具有整体性质，但沿壁厚方向不是均匀分布，而是线性分布，因此，当应力达到屈服时，并非整个截面均进入屈服，而是上下表面开始屈服，中面仍处于弹性状态，可以继续承受压力，应力沿壁厚也重新调整。从计算模型（两端固定的均布载荷梁）看，即使两 endpoint 都形成了“塑性铰”，结构仍有承载能力，应力可沿长度方向再次调整，直至中点出现第三个“塑性铰”，才失去了承载能力；此时的极限压力可达到弹性极限压力的两倍。第一次出现“塑性铰”时，膨胀节的名义最大弯曲应力可达  $1.5\sigma_s^1$ 。

按照 EJMA 标准中内压引起的经向弯曲应力评定值设计的波纹管，完全可以承受由计算公式得出的最高设计压力 1.5 倍的试验压力，其波间距减小少于 10%，卸压后波形残余变形小于 2%，完全符合标准中规定的波形变化判据。其他性能试验结果也达到要求。我国膨胀节制造厂多年来生产的波纹管膨胀节的使用经验也证明，按照 EJMA 标准进行膨胀节波形参数的设计是完全可行的。

### (4) 由轴向位移引起的波壳经向薄膜应力 $\sigma_5$

此项应力一般数值很低，对波壳强度不起主要作用。

### (5) 由轴向位移引起的波壳经向弯曲应力 $\sigma_6$

该应力是二次应力，是为满足变形协调面产生的应力，具有自限性，沿厚度方向线性分布。数值一般较大，对膨胀节强度和疲劳寿命有较大影响。

对于二次应力要根据“安定性”来控制；在只有热膨胀变形差的工况下，这种二次应力才单独存在。一般情况下用有限元分析或实验应力分析法求出的应力往往是一次与二次应力的组合。因此，对二次应力一般都不单独校核。而是采取同一点上的组合应力进行校核，即一次应力与二次应力之和的应力强度小于或等于  $2\sigma_s^1$ 。

当  $0.7(\sigma_2 + \sigma_3) + \sigma_4 + \sigma_5 = \sigma_1 > 2\sigma_s^1$  时，膨胀节失去安定性，则需要考虑疲劳的情况。保证在许用的应力循环寿命之内，膨胀节不致破坏。

碳钢的抗疲劳性能差，故限定碳钢膨胀节用波纹管的总应力水平必须低于  $2\sigma_s^1$ 。

#### 4.2.4 波纹管应力分析设计中的注意事项

(1) 当各项应力不能满足应力计算中的评定条件时, 建议按下列方法调整波纹管几何尺寸, 并重新进行应力计算, 直至满足要求为止。

- ① 当轴向位移引起的应力过大时, 宜适当增加波数或减小波壳壁厚。
- ② 当内压引起的应力过大时, 则应减少波高或增加波纹管壁厚。

③ 波高的选取是按成形比 ( $D_1/D$ ) 确定的, 成形比的大小是控制成形减薄量的重要参数, 一般  $D_1/D = 1.55 \sim 1.10$  时, 其实际减薄量比较接近计算减薄量。如果成形比过大, 由于减薄量太大, 致使波壳在成形过程中因承受不起成形压力而破裂。一般设计时根据连接管管径的标准尺寸确定  $D_1$  后, 即可确定  $D$ , 则波高为  $h = (D_1 - D) / 2$ ; 并取波距  $W = (0.8 \sim 1.2)h$ 。

#### (2) 最大补偿量的计算

根据设计条件, 完成波纹管的应力计算后, 便可据组合应力反推得到单波的最大补偿量 (位移)  $e$ 。

未加强的波纹管

$$e = \frac{[\sigma'_1 - 0.7(\sigma_2 - \sigma_3)]h^2}{E_b \delta_m \left( \frac{5}{3C_d} + \frac{\delta_m}{2h C_f} \right)} \quad (2-47)$$

加强的波纹管

$$e = \frac{[\sigma'_1 - 0.7(\sigma_2 - \sigma_3)](h - C_r W)^2}{E_b \delta_m \left[ \frac{5}{3C_d} + \frac{\delta_m}{2(h - f_r W) C_f} \right]} \quad (2-48)$$

$$f_r = 0.3 - \left( \frac{100}{0.6P^{1.5} + 320} \right)^2$$

式中,  $\sigma'_1$  为许用组合应力;  $f_r$  为波高系数。

### 参 考 文 献

- 1 Thomas R E. Validation of Bellows Design Criteria by Testing, Metallic Bellows and Expansion Joints. American Society of Mechanical Engineers (PVP). 1989, 168: 60
- 2 钱伟长. 半圆弧波纹管的计算-环壳一般解的应用. 应用数学与力学. 1981, 2 (1): 97
- 3 钱伟长, 吴明清. U形波纹管的非线性特性摄动计算. 应用数学与力学. 1983, 4 (5): 59
- 4 徐志翘等. 变原度U形波纹管大挠度问题. 清华大学学报. 1985, 25 (1): 39
- 5 钱伟长, 郑思梁. 轴对称圆环壳的复变量方程和轴对称细环壳的一般解. 清华大学学报. 1979 (1): 27
- 6 钱伟长. 轴对称圆环壳的一般解. 应用数学与力学. 1980, 1 (3): 287~298
- 7 Clark R A. On Theory of Thin Elastic Toroidal Shells. J of Math. and Physics. 1950, 29: 146~178
- 8 Anderson WF. Analysis of Stresses in Bellows·Part I·Design Criteria and Test Results. NAA-

- SR-4527 1964, (10)
- 9 Anderson WF. Analysis of Stresses in Bellows · Part II · Mathematical. NAA-SR-4527 1965. (5)
  - 10 EJMA. Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association. Seventh Edition. 1998
  - 11 Hamada M, Tanazono. Strength of U-Shaped Bellows (1st Report, Case of Axial Loading). Bull, JSME. 1965, 8 (32): 525 ~ 531
  - 12 Hamada M, Tanazono. Strength of U-shaped Bellows (2st Report, Case of Axial Loding Continued). Bull, JSME. 1966, 9 (35): 502 ~ 513
  - 13 Hamada M, Tanazono. Strength of U-Shaped Bellows (3st Report, Case of Loadnd of Internal Pressure). Bull, JSME. 1966, 9 (35): 513 ~ 522
  - 14 安德列娃. 波纹管计算与设计. 北京: 国防科学出版社, 1982
  - 15 Hamada M, Tanaka M. A Numerical Method for Solving Elastic-plastic Problems of Rotationally Symmetric Shells. Bull, JSME. 1971, 14 (74): 724 ~ 736
  - 16 Hamada M, Tanaka M. A Numerical Method for Solving Elastic plastic Problems of Rotationally Symmetric Shells (2nd Report, Comparison of analysis results with Experimental Ones). Bull, JSME. 1973, 16 (100): 1522 ~ 1531
  - 17 Boyle J T, Sperce J. The Stress Analysis of Rotatounary Symmetric Bellows of Arbitrary Section. The fifth Int. Conf. on Pressure Vessel Technology (Design and Analysis). 1984, 1: 69
  - 18 Hamad M, Naxatash H. A Numerical Method for limit Analysis of Generial Shells of revolution. Bull, JSME. 1971, 14 (71): 392 ~ 400
  - 19 谢志成. 有曲率突变的轴对称壳(波纹壳)的有限元解. 应用数学与力学. 1981, 2 (1): 113
  - 20 李建国. 波形膨胀节的有限元分析. 化工与通用机械. 1980, (3): 21 ~ 27
  - 21 陆明万. 轴对称薄壳弹性大变形有限元分析. 力学学报. 1984, 16 (3): 241 ~ 248
  - 22 Osweiler F. Design of An Expansion Joints by A Finite Element Program-Comparison with The EJMA Standards, Metallic Bellows and Expansion joints. ASME, PVP 1989, 168: 87 ~ 93
  - 23 《化工设备设计手册》编写组. 金属设备 上海: 上海人民出版社, 1977
  - 24 M. W Kellogg Co. Design of Piping Systems. 1956
  - 25 Hamada M. Design Diagrams and Formula for U shaped Bellows. Int J PVP. 1976, (4): 315 ~ 328
  - 26 日本 TOYO 公司 膨胀节
  - 27 薛大年译. 联邦德国 AD 受压容器规范. 上海石油化工总厂设计院, 1977
  - 28 [张万英]. U 形波纹膨胀节几种主要计算方法的讨论. 化工设备设计. 1981, (4): 1 ~ 14
  - 29 盛水平, 李永生. U 形波纹管的弹性近似分析及疲劳寿命预测. 压力容器. 1988, (6): 35 ~ 39
  - 30 盛水平, 李永生. U 形波纹管膨胀节强度分析. 南京化工学院学报. 1989, (3): 1 ~ 10
  - 31 廖学军. 薄壁壳体低循环疲劳寿命的预测. 南京航空学院硕士论文. 1985
  - 32 Becht C. Stress Analysis of Bellows, Metallic Bellows and Expansion Joints. ASME, PVP. 1981, 51
  - 33 孙义刚. 圆形波纹管有限元分析. 压力容器. 1997
  - 34 李建国. U 形膨胀节, 钢制压力容器 (三) (标准释义). 北京: 学苑出版社, 1989

- 35 李永生. 波纹管设计. 管道技术与设备. 1993, (2): 33 - 38
- 36 GB/T 12777 金属波纹管膨胀节通用技术条件. 国家质量技术监督局. 1999
- 37 Younsheng Li, Shuiping S. Strength Analysis and Structural Optimization of U-shaped Bellows. Int. J. Pres. Ves & Piping. 1990, 42: 33-46
- 38 李建国主编. GB 16749—1997《压力容器波形膨胀节》标准释义. 全国压力容器标准化技术委员会. 1997
- 39 全国压力容器标准化技术委员会. 钢制压力容器国家标准 (GB 150—98). 北京: 中国标准出版社, 1998
- 40 南京晨光机械厂. 波纹补偿器 (膨胀节) 设计与选型 (样本使用说明). 1992
- 41 李永生. 估算膨胀节疲劳累积损伤的当量位移法. 化工装备技术. 1991, (4): 20~23

## 第 3 章 膨胀节的设计

### 1 设计条件

#### 1.1 设计温度

膨胀节设计温度系指在最高使用温度下, 受压元件沿截面厚度的平均温度。要求设计温度范围应在材料所允许的范围之内, 对设备而言, 按照 GB 150—98《钢制压力容器》标准的规定, 管道用膨胀节, 其设计温度按相应的管道设计标准中的规定。

#### 1.2 设计压力

设计压力应大于等于最高使用压力, 最高使用压力为正常操作下可能出现的最高温度下的压力。

#### 1.3 疲劳寿命

膨胀节中的波纹管元件是在超过其材料的屈服极限的高应力下工作的, 因此, 波纹管每变位一次, 都不能恢复其原来的自由长度而有残余变形存在, 这样往复循环, 残余变形积累到一定程度, 波纹管就会发生破坏, 破坏时的累计循环次数称为膨胀节的疲劳寿命  $N_c$ , 实际应用时, 为保证膨胀节的安全, 要取一定的安全系数  $n_f$ , 膨胀节的许用疲劳寿命  $[N]$  为

$$[N] = N_c / n_f$$

许用疲劳寿命次数要根据实际需要选用, 选用的疲劳寿命次数越大, 补偿量越小, 相反, 疲劳寿命次数越小, 补偿量越大。

表 3-1 膨胀节许用疲劳寿命的推荐值

使用场合	许用疲劳寿命次数	说明
用于吸收埋设管的不均匀沉降产生的位移	100 - 500	通常沉降次数较少, 因不能定期检查, 取值偏于安全
用于储罐根部配管	500	储罐的不均匀沉降及罐内液体倾斜, 地震产生的位移变化 20 次左右
用于没有特别条件的石油化工配管	1000 - 3000	介质的压力、温度有一定波动
用于船舶配管	5000	工况多变
用于吸收大气温度变化产生的位移	5000 - 7000	每天变化一次, 使用 15 - 20 年
用于吸收机器的震动	$10^6$	

许用疲劳寿命范围, 一般为  $N_c = 1000 \sim 100000$  次; 安全系数与制造水平有关, 一般取  $n_f \geq 10$ , 如果  $n_f = 10$ , 这时许用疲劳寿命次数  $[N] = 100 \sim 10000$  次。许用疲劳寿命的推荐值见表 3 1。

## 2 波纹管的设计

波纹管的计算公式见本书第 2 章第 4 节。

## 3 膨胀节的振动计算

膨胀节可以使用在高频率低振幅的振动场合, 但要使膨胀节的固有频率低于管系的振动频率的  $2/3$ , 或至少比管系频率高 2 倍。膨胀节固有频率按第 1 章的有关公式计算。

振动频率的计算公式见第 1 章第 1.4.5 节。

## 4 膨胀节的结构计算

膨胀节构件所承受的力  $F$ , 一般是指管道系统中的压力推力, 以及热膨胀使波纹管位移所产生的弹性力, 即

$$F = P A + K_n \Delta$$

式中  $F$ ——膨胀节承受的合力, N;

$P$ ——膨胀节的设计压力, MPa;

$A$ ——波纹管平均截面积,  $\text{mm}^2$ ;

$K_n$ ——膨胀节总刚度, N/mm;

$\Delta$ ——总位移, mm。

如果在膨胀节的设计中还要考虑其他额外载荷, 必须在设计中予以说明, 并说明这些力的大小和方向。额外载荷有以下几种: 在两个波纹管之间未加支撑管道和保温层的质量; 在运行/或试验过程中管道中的流体质量; 风载荷、地震载荷、冲击载荷和绕纵轴的扭矩等。

本节介绍常用构件的设计计算。

### 4.1 端管的计算

端管受内压或外压与圆筒一样, 可按 GB 150 的有关规定进行最小壁厚度的计算。如果在端管上焊接有支耳、异形法兰等构件时, 还应校核管壁的局部应力 (见本章第 4.4 节、第 4.5 节)。

### 4.2 拉杆的计算

对于承受压力产生的推力 (盲板力) 的拉杆, 要校核其拉伸强度, 同时还要考虑刚度的要求。

#### (1) 拉杆直径的计算

拉伸应力 
$$\sigma = \frac{F}{N \frac{\pi d_1^2}{4}}$$

要求  $\sigma \leq [\sigma]$ , 则

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{N \pi [\sigma]}} \quad (3-1)$$

式中  $N$ ——拉杆数量;

$d_1$ ——拉杆的有效直径, mm;

其余同上。

### (2) 拉杆的最小直径

拉杆与支耳或法兰连接, 在压力和其他轴向载荷的作用下, 会产生弯曲, 增加额外的横向位移, 其次, 在运输、安装过程中也可能受到额外载荷的作用, 因此, 推荐采用图 3-1 确定拉杆的最小直径  $\phi$ , 由图中查得的拉杆直径, 能使结构的整体刚度满足要求。如  $d_1 < \phi$  时, 则采用计算直径  $d_1$ , 以满足强度要求。

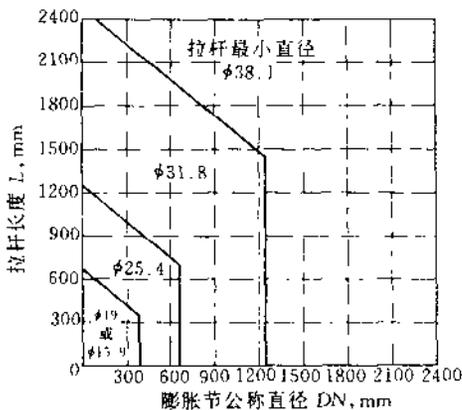


图 3-1 拉杆的最小直径

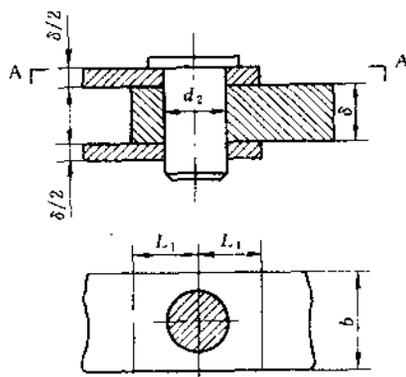


图 3-2 铰链结构

## 4.3 铰链的计算 (见图 3-2)

### (1) 拉板受力计算

#### ① 挤压应力 $\sigma_{ct}$

$$\sigma_{ct} = \frac{F}{N_x \delta d_2}$$

要求  $\sigma_{ct} \leq [\sigma_{ct}] = 2[\sigma]$ , 则

$$\delta \geq \frac{F}{2d_2[\sigma]} \quad (3-2)$$

式中  $N_x$ ——铰链板数,  $N_x = 2$  (1副)。

② 拉伸应力  $\sigma$ 

$$\sigma = \frac{F}{N_x \delta (b - d_2)}, \text{要求 } \sigma \leq [\sigma], \text{则}$$

$$b \geq \frac{F}{2\delta [\sigma]} + d_2 \quad (3-3)$$

式中  $b$ ——拉板宽度, mm;

其余同上。

③ 拉板端部的剪切应力  $\tau$ 

$$\tau = \frac{F}{2N_x \delta L_1}$$

要求  $\tau \leq [\tau] = 0.7[\sigma]$ , 则

$$L_1 \geq \frac{F}{2.8\delta [\sigma]} \quad (3-4)$$

式中  $L_1$ ——拉板端部的距离, mm;

其余同上。

## (2) 销轴计算

$$\tau = \frac{\frac{F}{N_x}}{\frac{\pi d_2^2}{4}}$$

要求  $\tau \leq [\tau] = 0.7[\sigma]$ , 则

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{2F}{0.7\pi [\sigma]}} \quad (3-5)$$

式中  $d_2$ ——销轴直径, mm;

其余同上。

## 4.4 万向铰链的计算

万向铰链(见图 3-3)的拉板、销轴的计算与上节相同, 拉板尺寸、销轴直径可由式(3-2)、式(3-5)求得。

万向铰链比平面铰链增加了一个平衡环, 内压推力通过铰链销轴作用在万向环上, 使其产生弯曲和扭转。因此, 还要校核万向环的合成应力。

根据梁的弯曲, 可以求出万向环的弯曲应力为

$$\sigma_m = \frac{0.75F d_h}{a b} \quad (3-6)$$

扭转剪切应力  $\tau$  为

$$\tau = \frac{0.017(b - 0.6a)F d_h}{a^2 b^2} \quad (3-7)$$



## (1) 支耳的弯曲应力

① 弯矩  $M$ 

$$M = \frac{F H_D}{N}$$

式中,  $N$  为支耳的数量, 一般  $N=4$ 。

② 惯性矩  $I$ 

$$I = \frac{B_1 C_1^3 - B_2 L_s^3}{12}$$

## ③ 支板的弯曲应力

$$\sigma_m = \frac{M_e}{I} \quad (3-9)$$

要求  $\sigma_m \leq [\sigma]$

式中,  $e$  为形心矩,  $e = C_1/2$

## (2) 端管壁的局部应力

① 作用于危险断面处, 即有效长度  $L_e$  处的径向反力 (见图 3-4)

$$F_r = \frac{M}{L_g}$$

② 支板作用在端管上的有效长度  $L_e$ 

$$L_e = \sqrt{(t_s - c_s)(R_1 + t_s)} + \delta_1$$

式中  $c_s$ ——腐蚀裕度, mm。

③ 端管有效截面积  $A_1$ 、支板截面积  $A_2$ 

$$A_1 = (t_s - c_s)L_e$$

$$A_2 = H_D \delta_1$$

④ 总截面积  $A_n$ 

$$A_n = A_1 + A_2$$

⑤ 端管上由径向力产生的弯矩  $M$  和拉力  $F_r$ 

$$M = k_2 F_r R_s$$

$$F_r = k_1 F_r$$

四副支耳 ( $N=4$ ) 时,  $k_1=0.5$ ,  $k_2=0.136$

⑥ 形心矩  $e_1$ 、 $e_2$ 

$$e_1 = \frac{\delta_1(H_D + t_s - c_s)^2 + (L_e - \delta_1)(t_s - c_s)^2}{2\delta_1(H_D + t_s - c_s) + (L_e - \delta_1)(t_s - c_s)}$$

$$e_2 = H_D - e_1$$

⑦ 惯性矩  $I$

$$I = \frac{1}{3} [L_e e_1^3 - (L_e - \delta_1)(e_1 - t_s + c_s)^3 - \delta_1(H_D + t_s - c_s - e_1)^3]$$

⑧ 弯曲应力  $\sigma_m$

$$\sigma_m = \frac{M e_2}{I} \quad (3-10)$$

⑨ 拉伸应力  $\sigma_T$

$$\sigma_T = \frac{F_T}{A_n} \quad (3-11)$$

⑩ 端管上由内压产生的环向应力  $\sigma_{PD}$  和轴向应力  $\sigma_{PL}$

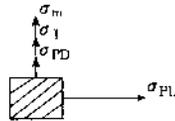
$$\sigma_{PD} = \frac{1.5P R_s}{(t_s - c_s)\eta} \quad (3-12)$$

$$\sigma_{PL} = \frac{1.5P R_s}{2(t_s - c_s)\eta} \quad (3-13)$$

式中,  $\eta$  为焊缝系数。

⑪ 合成应力  $\sigma$

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_T + \sigma_{PD} \quad (3-14)$$



必须满足以下条件

$$\sigma_{PL} \leq [\sigma] \quad (3-15)$$

$$\sigma \leq 2[\sigma] \quad (3-16)$$

#### 4.5.2 铰链型膨胀节连接拉板的支耳 (见图 3-5)

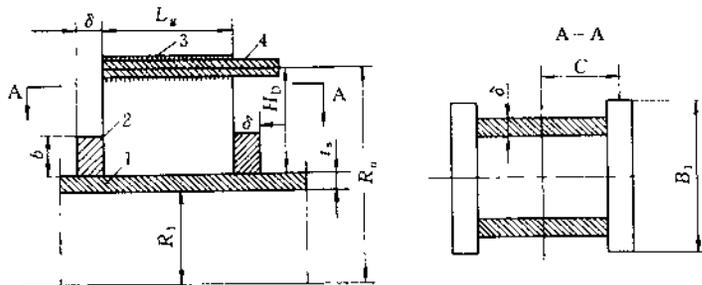


图 3-5 铰链型膨胀节拉板的支耳结构

1—端管; 2—压板; 3—立板; 4—拉板

(1) 支耳的轴向弯矩  $M$

$$M = \frac{F H_0}{N}$$

式中,  $N$  为支耳数量,  $N=2$ 。

(2) 形心  $c$

$$c = L_g/2 + \delta/2$$

(3) 线性惯性矩  $I$

$$I = 2B C^2 + N_x L_g^3/12$$

式中,  $N_x$  为每个支耳的立板数, 一般  $N_x=2$ , 如果压力、直径比较大, 取  $N_x=3$  (即在两个支耳中间再增加一个, 见图中虚线部分)。

(4) 端管壁的局部应力  $\sigma_L$

$$\sigma_L = \frac{1.17 M_L C \sqrt{R_1}}{(t_s - c_s + S_D)^{1.5} I} \quad (3-17)$$

式中,  $S_D$  为垫板厚度, 图 3-5 中  $S_D=0$ , 如果应力太大, 则在端管外壁与支耳之间增加一块垫板。

(5) 端管上由内压产生的轴向力  $\sigma_{PL}$

$$\sigma_{PL} = \frac{1.5 P R_1}{2(t_s - c_s) \eta}$$

(6) 合成应力  $\sigma$

$$\sigma = \sigma_L + \sigma_{PL} \quad (3-18)$$

必须满足以下条件

$$\sigma_{PL} \leq [\sigma] \quad (3-19)$$

$$\sigma \leq 2[\sigma] \quad (3-20)$$

#### 4.6 异形法兰

异形法兰常用于公称直径比较小 ( $DN800$  以下) 的普通型、压力平衡型膨胀节中。这种结构与拉杆连接后, 膨胀节的整体刚性比较好, 如果不兼做法兰, 可做成方形的结构, 以减轻质量 (见图 3-6)。

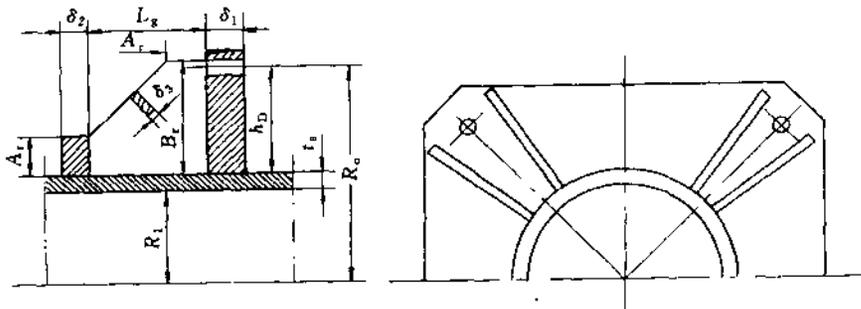


图 3-6 异形法兰结构

## 4.7 导流筒的设计

### 4.7.1 设置导流筒的判定

当具备下列情况之一时，要设置导流筒。

① 要求减少摩擦损失、介质流动平稳的场合。

② 为减少因介质流动速度高可能引起波纹管振动的场合，一般指流速超过下列各值的场合。如果在距膨胀节 10 倍管径的范围内，有流向改变，或由于阀门、三通、弯头、旋风装置等形成湍流，应先将实际流速乘以 4，再按以下各值选取。

对于空气、蒸汽或气体

$$DN \leq 150\text{mm}, v = 0.048 \text{ m/s}$$

$$DN > 150\text{mm}, v = 7.62 \text{ m/s}$$

对于液体

$$DN \leq 150\text{mm}, v = 0.024 \text{ m/s}$$

$$DN > 150\text{mm}, v = 3.05 \text{ m/s}$$

③ 有可能发生冲蚀的场合。

④ 在温度较高，波纹管选择材料发生困难的场合。如在波纹管与导流筒之间填充隔热陶瓷纤维，降低波纹管的壁温（见第 7 章图 7-7 高炉用膨胀节；或者设置吹管，用蒸汽等气流降低波纹管的实际温度（见图 7-8 催化裂化装置用膨胀节）等。

⑤ 其它特殊要求的场合。

### 4.7.2 导流筒的推荐设计

输送气体和蒸气时，导流筒的最小厚度（ $\delta$ ）应采用以下经验值。

DN, mm	50 - 80	100 - 250	300 - 600	700 - 1200	1300 - 1800	> 1800
$\delta$ , mm	0.7	1	1.3	1.6	2.0	2.5

当使用场合超过以下条件时，要对导流筒的厚度进行修正，修正厚度  $\delta'$  要符合以下要求。

① 当单个导流筒的长度  $L > 460\text{mm}$  时， $\delta' \geq \delta \sqrt{L/460}$ 。

② 当介质流速  $v > 30.5 \text{ m/s}$  时， $\delta' \geq \delta \sqrt{v/30.5}$ ；如果在距膨胀节上游 10 倍管径的范围内，由于阀门、三通、弯头等形成湍流时，先将实际流速乘以 4，再按上值进行判断。

③ 当  $L > 460\text{mm}$  和  $v > 30.5\text{m/s}$  同时成立时， $\delta' \geq \delta \sqrt{L/460} \times \sqrt{v/30.5}$ 。

## 5 膨胀节的计算机辅助设计 (CAD)

### 5.1 膨胀节 CAD 软件包需要的内容

#### 5.1.1 波纹管的设计计算

##### (1) 优化设计

① 计算方法的选择 目前国内膨胀节行业和国家标准中,多数采用美国膨胀节制造商标准 (EJMA) 的计算方法, CAD 软件包也采用这种计算方法。

② 优化目标的选择 波纹管的主要性能包括补偿量、刚度、耐压强度、稳定性、疲劳寿命等,此外,还应该是经济成本低廉,制造容易、质量轻。

如果同时选择多个优化目标,则费时过多,有时甚至不能求解。因此,要对每个优化目标进行分析,分清主要目标和次要目标,甚至淘汰一些目标。例如,对于质量,由于波纹管的壁厚一般都比较小,质量本来就比较小,在整个膨胀节中所占的比例非常小,因此,优化时可以忽略。

对于疲劳寿命,它与补偿量是对立的,疲劳寿命越大,补偿量就越小,因此波纹管的疲劳寿命要综合考虑使用场合的各种因素,选用能满足使用要求的较低的疲劳寿命,以得到较大的补偿量,或参照表 3-1 的推荐使选用。

耐压强度和稳定性能一般能满足要求就可以,要求过高会使壁厚增加,补偿量减少。

因此,一个性能优良、经济的波纹管,应该是在满足强度、稳定性和疲劳寿命要求的前提下,补偿量最大、刚度最小。即选择单波补偿量和刚度作为优化目标就相当满意。

##### ③ 优化设计计算函数的建立

在满足强度、稳定性和疲劳寿命要求的条件下,分别列出补偿量和刚度函数,求补偿量的最大值和刚度的最小值,两者交点处的波形参数,即为优化的波形参数。

##### (2) 准优化设计

准优化设计是指选择最重要的指标——补偿量,作为主优化目标,并建立补偿量的函数(根据材料标准选择每层的最小厚度,为了降低制造成本限定最多层数),求最大使。如果计算结果的刚度不能满足要求,应重新选定每层的最小厚度和最多层数,重新计算。

目前国内膨胀节行业中,普遍采用行业和国家标准或企业标准,已制造了相当数量模具,因此,在准优化设计中,往往把波纹管的波距也假定为常数,即:在满足强度、稳定性和疲劳寿命要求的前提下,选择适当的波高、每层厚度、层数,使其补偿量最大,这样得到的波形参数就是一个准优化的

波形参数,是比较实用的设计方法。

### (3) 膨胀节 CAD 的专家系统

在上述的准优化设计中,一些参数和系数的选择,对膨胀节的性能和制造成本影响很大。如果在编写程序时,能把一些成熟的经验汇编其中,并在用户输入每一项数据时,都提供在线帮助,用户就能方便地输入比较合理和正确的数据,即使有错误,程序也能判别,并提示修改或自动修正。使其结果更合理、更安全。

程序的功能,不仅要能进行设计,还要能进行校核,并能把波纹管的设计计算、结构计算、选型计算、管架受力计算和绘制施工图等有机地联系在一起。只要用户输入数据,程序就能够自动地完成上述功能,并输出计算稿和施工图。

上述内容是膨胀节 CAD 专家系统的基本要素。

#### 5.1.2 膨胀节的选型及其位移计算和管架受力计算

首先根据配管的条件,选择合适的膨胀节类型,然后计算位移,确定膨胀节的结构。并计算出膨胀节内压产生的盲板力、位移产生的弹性反力和管架的推力,为膨胀节的结构设计和管架设计提供依据。计算方法见本书第 7 章。

#### 5.1.3 膨胀节的结构计算

根据膨胀节的类型,对其受力构件进行强度计算,例如,横向位移膨胀节的拉杆、带筋法兰或支耳等;角位移膨胀节的拉板、支板、铰链销、平衡环等;同时,还要对构件与壳体(接管管壁)的局部应力进行校核,确定结构的最小尺寸,为绘图提供数据。计算方法见本章第 4 节。

#### 5.1.4 膨胀节的施工图设计

膨胀节的施工图设计,应标明件号、注出尺寸、形成明细表、画出总图和非标准的零部件图,以及注出图面技术要求。

### 5.2 膨胀节 CAD 软件包的界面设计和接口技术

#### 5.2.1 界面设计

界面设计应能实现人机对话,提供在线帮助(标准数据和指导数据的选择或文字提示及图形表示)、容错信息的提示等。用户可以方便地输入或修改数据。

#### 5.2.2 接口技术

一般,都是通过图形交换文件(DXF或DXB),实现应用程序与AutoCAD的连接。应用程序写出DXF或DXB文件,用AutoCAD的命令(DXFIN或DXBIN)读入。由于DXB文件比DXF文件更紧密、能非常有效地处理大量的实体数据并保持更高的精度,所以,采用DXB文件更有

效。实际应用时，可写出 SCR 文件，由 Auto CAD 自动调入。

由于计算机的运算速度越来越快，可以在 Auto CAD 平台上开发成交互式的应用程序，适应性强，使用方便。

Auto CAD 还提供新型的接口技术——Auto CAD SWL Exsension (ASE)，它提供了图形实体与外部的数据库之间的强有力的联系，可方便地实现从应用程序→数据库→实体图形的过程。

## 6 膨胀节设计示例

### (1) 设计条件

设计温度 $T$	200℃
设计压力 $p$	0.80MPa
许用疲劳寿命 $[N_c]$	4500
疲劳寿命安全系数 $n_f$	10
波纹管材料	0Cr18Ni10Ti
波纹管材料强度系数 $C_m$	3.0
波纹管材料许用应力 $\sigma_b$	130.0MPa
波纹管焊接系数 $C_{wh}$	1.0
波纹管材料弹性模量 $E_b$ (热态)	$184 \times 10^3$ MPa
$E_b$ (冷态)	$195 \times 10^3$ MPa
波纹管材料冷作硬化后的屈服极限 $\sigma_y$ ( $2.00 \times \sigma_s$ )	288MPa
法兰、套箍材料	Q235-A
法兰、套箍材料许用应力 $\sigma_c$	105MPa
法兰、套箍材料弹性模量 $E_c$	$186 \times 10^3$ MPa
套箍焊接系数 $C_{wc}$	0.85
螺栓材料	Q235-A
螺栓材料许用应力 $\sigma_l$	62MPa
螺栓焊接系数	1.0
管道材料	20#
轴向位移	$x = 30$ mm
侧向位移	$y = 3$ mm
加固型式	无加强环

### (2) 波形参数及其性能的计算结果 (见表 3-2)

表 3-2 中第 1 组数据为设定最大层数  $m = 4$  时的优化计算结果；第 2 组数据为设定最大层数  $m = 3$  时的优化计算结果；第 3 组数据为设定最大层数  $m = 2$  时的优化计算结果。以上计算结果是假定波距  $W$  不变的情况下(考

表 3-2 波形参数及其性能

序号	波根外径 $D_e$	波根内径 $D_i$	波高 $h$	波距 $W$	每层厚度 $\delta$	层数 $m$	单波位移 $e$	有效面积 $\text{cm}^2$	单波刚度 $K_1$	套箍厚度 $T_c$
1	518	511.6	48.5	50	0.8	4	12.8	2521	2496	0
2	518	512.0	50.0	50	1.0	3	11.7	2552	2971	0
3	518	513.2	49.5	50	1.2	2	9.4	2529	3237	0

虑一副模具制造多种规格的波纹管)得到的,同时,在优化计算中没有考虑波纹管直边段的强度,假设直边段的厚度为波形部分的厚度,校核其强度,如果强度不够,再采用增加套箍厚度的办法解决,表中3组数据中,套箍厚度均为零,故可以省去套箍。但是,如果波纹管与端管外接,为了防止核纹管在内压作用下,焊缝容易发生剪切破坏,还是设置套箍为好。如果波纹管与端管内接,则端管与波纹管连接部分的壁厚可以起到套箍的作用(见图3-7)。

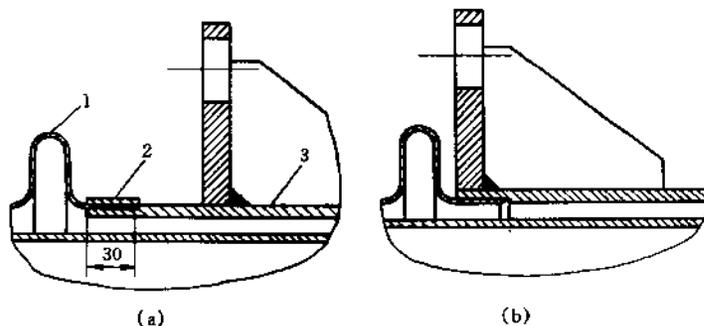


图 3-7 波纹管与端管的连接

(a) 内接; (b) 外接

1—波纹管; 2—套箍; 3—端管

## (3) 波纹管的应力评定

## ① 波纹管的应力值(见表3-3)

表 3-3 波纹管的应力值

序号	$\sigma_1$	$\sigma'_1$	$\sigma_2$	$\sigma_3$	$\sigma_4$	$\sigma_5$	$\sigma_6$	$\sigma_R$
1	63.6	65.1	30.6	6.6	228.8	5.7	750.6	921.1
2	60.7	62.1	32.2	7.3	218.0	6.6	756.8	921.1
3	69.3	70.7	41.9	9.3	249.2	7.2	732.9	921.1

## ② 应力计算及应力评定(以表3-3中第1组数据为例,其余省略)

根据  $\frac{W}{2h} = 0.5155$ 、 $W / (2.2 \sqrt{D_m \delta_p}) = 1.0951$ , 查图 2-18~图 2-20 得

$$C_d = 1.7770, C_p = 0.5290, C_f = 1.0937,$$

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{P(D_b + m\delta)^2 L_b E_b K}{2[m\delta E_b L_b (D_b + m\delta) + T_c K E_c L_c D_c]} \\ &= \frac{0.80(511.6 + 4 \times 0.8)^2 \times 30 \times 184000 \times 1.0}{2[4 \times 0.8 \times 184000 \times 30(511.6 + 4 \times 0.8) + 0 \times 1.0 \times 186000 \times 30 \times 518.0]} \\ &= 63.6 < \sigma_b = 130\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_1' &= \frac{P D_c^2 L_b E_c K}{2[m\delta E_b L_b (D_b + m\delta) + T_c K E_c L_c D_c]} \\ &= \frac{0.80 \times 518.0^2 \times 30 \times 186000 \times 1.0}{2[4 \times 0.8 \times 184000 \times 30(511.6 + 4 \times 0.8) + 0 \times 1.0 \times 186000 \times 30 \times 518.0]} \\ &= 65.1 < \sigma_c = 105\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_2 &= \frac{P D_m}{2m\delta_{vp}^2} \times \left( \frac{1}{0.571 + \frac{2h}{W}} \right) = \frac{0.80 \times 566.5}{2 \times 4 \times 0.7374} \times \left( \frac{1}{0.571 + \frac{2 \times 48.5}{50}} \right) \\ &= 30.6 < \sigma_b = 130\end{aligned}$$

$$\sigma_3 = \frac{P h}{2m\delta_{pp}^2} = \frac{0.80 \times 48.5}{2 \times 4 \times 0.7374} = 6.6$$

$$\sigma_4 = \frac{P h^2 C_p}{2m\delta_{pp}^2} = \frac{0.80 \times 48.5^2 \times 0.5290}{2 \times 4 \times 0.7374^2} = 228.8$$

$$\sigma_3 + \sigma_4 = 6.6 + 228.8 = 233.4$$

$$C_{wb} \sigma_b = 3 \times 130 = 390$$

$$\sigma_3 + \sigma_4 < C_{wb} \sigma_b$$

#### (4) 疲劳寿命校核

$$\sigma_5 = \frac{E_b \delta_p^3 e}{2h^3 C_f} = \frac{195000 \times 0.7602^2 \times 12.7}{2 \times 48.5^3 \times 1.0937} = 5.7$$

$$\sigma_6 = \frac{5E_b \delta_p e}{3h^2 C_d} = \frac{5 \times 195000 \times 0.7602 \times 12.7}{3 \times 48.5^2 \times 1.7770} = 750.6$$

$$\sigma_R = 0.7(\sigma_3 + \sigma_4) + \sigma_5 + \sigma_6$$

$$= 0.7 \times (6.6 + 228.8) + 5.7 + 750.6 = 921.1$$

$$N_c = [12823.4 / (\sigma_R - 372.3)]^{3.4}$$

$$= [12823.4 / (921.1 - 372.3)]^{3.4} = 45000$$

$$[N] = N_c / n_f = 45000 / 10 = 4500$$

满足要求。

#### (5) 刚度计算

$$K_1 = \frac{1.7D_m E_b \delta_p^3 m}{h^3 C_f} = \frac{1.7 \times 566.5 \times 184000 \times 0.7602^3 \times 4}{48.5^3 \times 1.0937} = 2496$$

#### (6) 失稳计算

## ① 柱失稳计算

$$L_b = \pi m = 50.0 \times 5 = 250$$

$$L_b/D_b = 250/511.6 = 0.4887$$

$$C_c = \left( \frac{4.72 K_1 L_b Q}{S_y D_b A_c N} \right)^{0.5}$$

$$= 0.8305$$

$$A_c = (0.571 W + 2h) \delta_{pp} m$$

$$= (0.571 \times 50.0 + 2 \times 48.5) \times 0.7602 \times 4$$

$$= 381.77$$

$$P_{sc} = \frac{0.87 A_c S_y}{D_b W} \times \left[ 1 - \frac{0.73 L_b}{C_c D_b} \right]$$

$$= \frac{0.87 \times 381.77 \times 288.0}{511.6 \times 50.0} \times \left[ 1 - \frac{0.73 \times 250}{0.8305 \times 511.6} \right]$$

$$= 1.9$$

## ② 平面失稳计算

$$P_{so} = \frac{0.51 S_y}{K_2 a^{0.5}} = \frac{0.51 \times 288.0}{48.7 \times 13.9^{0.5}} = 0.81$$

式中  $\delta_{pp} = \delta_p - C_1$ ,  $C_1$  为波纹管材料的负公差;

其余符号说明同第 2 章。

## (7) 选型设计

选择单式普通型膨胀节, 其位移和受力计算结果见表 3-4。

表 3-4 膨胀节的位移和受力计算结果

方案	各向位移			波数 N	当量位移 $\Delta$	额定位移 $\Delta_{mg}$	轴向力 $F_x, \text{kN}$	侧向力 $F_y, \text{kN}$
	x	y	n					
1	30	3	0	5	53.2	63.6	216.6	10.2
2	30	3	0	5	53.3	57.8	222.0	12.2
3	30	3	0	6	48.9	55.8	218.5	9.2

第 1 方案, 总厚度 =  $0.8 \times 4 = 3.2 \text{mm}$ , 5 波; 第 2 方案, 总厚度 =  $1.0 \times 3 = 3.0 \text{mm}$ , 5 波; 第 3 方案, 总厚度 =  $1.2 \times 2 = 2.4 \text{mm}$ , 6 波; 从以上数据可以看出, 选择第 1、2 方案比较经济, 因为波数少, 所需模具也少, 但第 2 方案层数适中, 制造容易, 故最后选择第 2 方案。

## (8) 膨胀节的结构计算

① 拉杆直径  $d_1$ 

由式 (3-1) 得

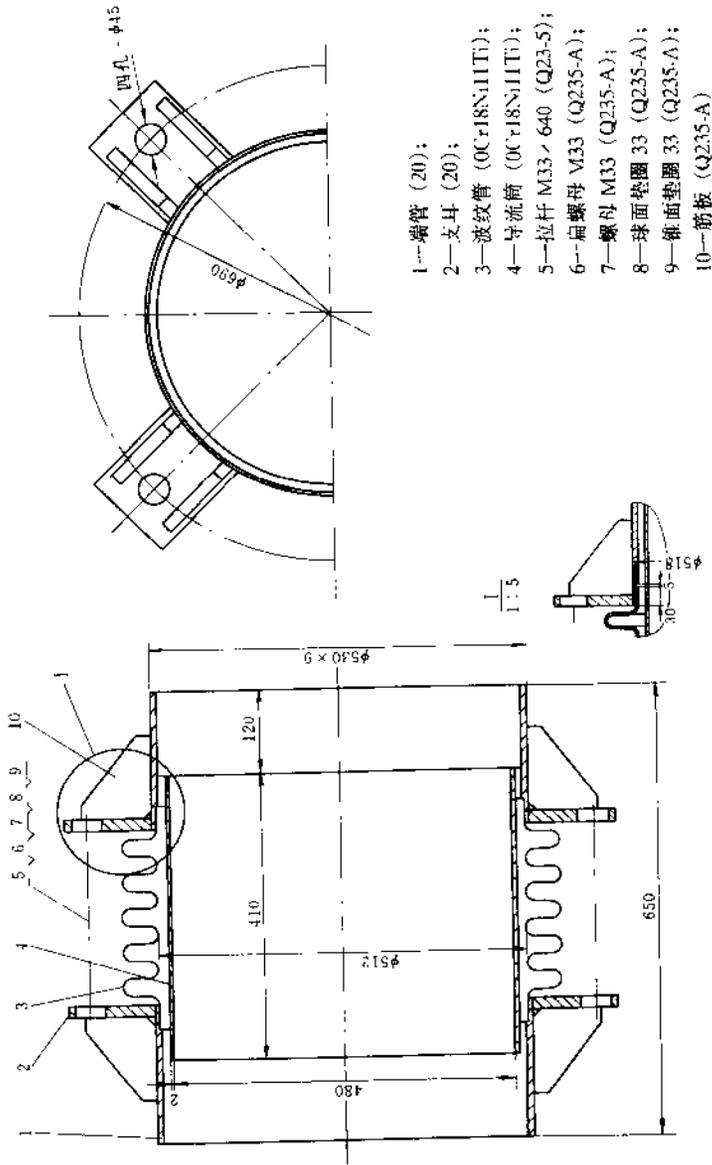


图 3-8 波形膨胀施工图

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{N\pi[\sigma]}}$$

式中, 载荷  $F = PA = 0.8 \times 2521 \times 100 = 201680\text{N}$ ; 螺栓个数  $N = 4$ ; 螺栓材料 Q235-A; 螺栓材料许用应力  $[\sigma] = 62\text{MPa}$ 。

$$\text{拉杆直径 } d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 201680}{4 \times 3.1416 \times 62}} = 32.2$$

取  $d_1 = 33\text{mm}$

### ② 支耳的计算

计算过程见式 (3-9) ~ 式 (3-16) (此处略)。

(9) 施工图设计 (见图 3-8, 零件图略)。

## 参 考 文 献

- 1 STANDARDS OF THE EXPANSION JOINT MANUFACTURERS ASSOCIATION, INC. 1998
- 2 CD 42B3—84“单层 U 形波纹管膨胀节系列”
- 3 HGJ 529—90“多层 U 形波纹管膨胀节系列”
- 4 GB 12777—99“金属波纹管膨胀节通用技术条件”
- 5 GB 150—98“钢制压力容器”
- 6 黎廷新. 膨胀节. 化工与炼油机械. 1977, 1·2
- 7 何锐裕. 多层膨胀节的试验总结. THE FIRST SHANGHAI INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON TECHNOLOGY PETROLEUM & PETROCHEMICAL INDUSTRY. 1989, (5)
- 8 何锐裕, 孙镜明. 微机膨胀节 CAD 探讨. 压力容器. 1994, (2)
- 9 三田 敏雄. 金属ベローズ型伸縮継手の設計と使用上の注意点. 配管技術. 1979, (4)

## 第 4 章 $\Omega$ 形膨胀节

### 1 $\Omega$ 形膨胀节的结构与特性

$\Omega$  形膨胀节, 是由圆环形截面的波壳 (波纹管) 与附在开口波谷处直边段上的加强环所组成。其制造方法主要有: 整体液压成形和管材弯曲焊接组装成形 (见图 4-1)。前者一般用于中、小型  $\Omega$  形膨胀节的制作, 后者一般用于制造大型设备中的  $\Omega$  形膨胀节。 $\Omega$  形膨胀节具有制造较为简单、能承受较高压力、应力分布均匀而不易产生应力集中等特点, 其应用已越来越广泛, 近年来, 化工和石油化工的大型装置中, 如引进装置中的  $\text{CO}_2$  汽提塔、管式反应器, 以及我国化肥设备、换热设备等就采用了  $\Omega$  形膨胀节。

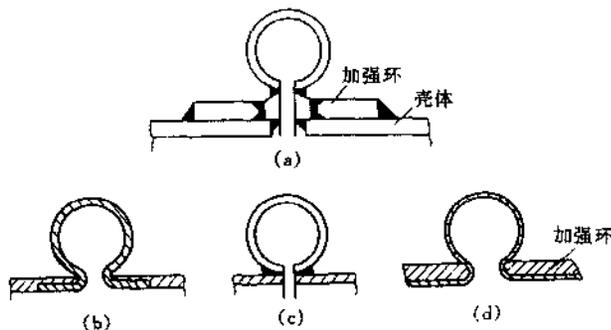


图 4-1  $\Omega$  形膨胀节与壳体的连接

#### 1.1 $\Omega$ 形膨胀节的结构

##### (1) 液压成形的 $\Omega$ 形波纹管

可用筒形坯料, 将加强环按一定的轴间位置套装在管坯上, 然后按常规的液压成形的方法成形, 可以不用外模, 在适当的内压作用下, 使管坯的扩张部分自然形成环形壳体。为保证质量, 不允许在波壳位置上有拼接的环向焊缝。

##### (2) 管材弯曲组装成形的 $\Omega$ 形波纹管

是由一根形状为空心的  $\text{O}$  形管弯曲而成, 弯曲过程中不允许出现皱曲。在该环圈中间焊有支撑环 (焊缝要进行 100% 的射线检查), 在支撑环与  $\text{O}$  形环圈上加工出全开的环形槽, 支撑环再通过过渡部分与壳体相焊后即成为  $\Omega$  形膨胀节。这种成形方法由于壁厚不受成形压力的限制, 使波纹管的选材

范围拓宽，也扩大了使用范围；承压愈高、管径愈大，其优越性愈明显。

中、小型 $\Omega$ 形波纹管也可以用筒形坯料用内压成形法整体成形。将加固环按一定的轴向位置套装在管坯上，可以不用外模，利用圆筒受内压时自然形成环形，但要控制好成形内压；也可以使用外剖分模加外导柱以控制波形精确。

需要指出， $\Omega$ 形膨胀节波壳截面的椭圆度大小直接影响 $\Omega$ 形膨胀节内压应力和位移应力的分布，特别对内压应力的影响较大。为保障 $\Omega$ 形膨胀节的强度及疲劳寿命，制造中应特别注意降低 $\Omega$ 形膨胀节波壳的椭圆度，一般应控制在15%以下。否则，将很难发挥出 $\Omega$ 形膨胀节的优越性。

### 1.2 $\Omega$ 形膨胀节的特性

$\Omega$ 形膨胀节（见图4-2）波壳本身为圆环形壳体，内压作用下产生的周向与经向薄膜应力沿截面均匀分布。周向薄膜应力约为经向薄膜应力的一半，比无加强的U形波纹管的周向薄膜应力也小很多。由于 $\Omega$ 形膨胀节在波谷部分一般都设有加强环，它不仅承担波根处的大部分内压载荷，且对波壳的变形起到限制作用，承压变形以后截面形状仍为圆形。这与弯曲应力较大的U形波纹管有很大不同，U形波纹管除波峰、波谷部分变形外、环板部分也会产生变形。弯曲应力的作用对于壳体是不利的，相当处于“有矩”状态，而 $\Omega$ 形的波壳在内压作用下基本上处于“无矩”状态，因而 $\Omega$ 形波纹管承压能力就要比U形波纹管高，其壁厚要比U形波纹管薄，并且还不易产生平面失稳。

过去曾认为，在大变形量（补偿量）和中、低压操作情况采用U形膨胀节，而只有在小变形量和压力较高时才使用 $\Omega$ 形膨胀节。这种认识是基于：在相同参数下， $\Omega$ 形膨胀节补偿能力比U形膨胀节要差。但是，如果考虑二者在内压作用下应力状态的不同， $\Omega$ 形膨胀节的承压能力则大大高于U形膨胀节。也即在相同的内压作用下， $\Omega$ 形膨胀节的壁厚要比U形膨胀节小很多，因此，在相同的

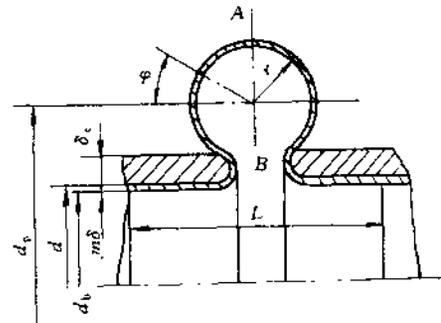


图4-2  $\Omega$ 形膨胀节结构

的许用寿命情况下， $\Omega$ 形膨胀节的补偿量并不比U形膨胀节小。在相同工况下两种膨胀节的性能比较可详见表4-1<sup>[7]</sup>，并可全面了解 $\Omega$ 形膨胀节的特性。

表 4-1 相同工况下  $\Omega$  形与 U 形膨胀节的性能比较

项 目		$\Omega$ 形膨胀节		U 形膨胀节	
工 况 参 数	内压 $P$ , MPa	1.6		1.6	
	公称直径 $DN$ , mm	200	600	200	600
	介质温度 $T$ , $^{\circ}\text{C}$	300		300	
	波纹管材料	1Cr18Ni9Ti		1Cr18Ni9Ti	
	许用寿命 $[N]$ , 周次	1000		1000	
波 纹 管 设 计 尺 寸	波纹名义厚度, mm	0.5	0.8	1.5	2.5
	波纹层数	1	1	1	1
	波高, mm	25	55	30	55
	波距, mm	22	50	30	55
	直径, mm	波中心直径		波平均直径	
波 纹 管 性 能		238	675	241	665
	波数	7	6	8	6
	补偿量, mm	50	100	37	76
	单波轴向刚度, N/mm	986	1368	3316	5772
	轴向结构长度, mm	450	700	540	830
	径向最大尺寸, mm	257	720	267	720

膨胀节的疲劳失效是由于环向裂纹所引起的, 其寿命取决于总的经向应力值。由于  $\Omega$  形膨胀节波壳与相应的无加强或带加强的 U 形膨胀节波壳中的内压经向弯曲应力相比要低, 故总的经向应力值也明显降低, 所以,  $\Omega$  形膨胀节的疲劳寿命相对要高些。

从施工角度来看, 当补偿量一定时, 单波补偿量大者, 所需波数就少, 膨胀节的轴向长度就短, 这在管网工程中也是十分有利的, 可以相应减少工程量、降低造价。

总之,  $\Omega$  形膨胀节有良好的性能, 并且易于制造, 完全符合对补偿器的几项基本要求。究竟在什么场合下选用 U 形膨胀节或  $\Omega$  形膨胀节, 目前尚无确定的界限。设计者和用户应根据工况条件, 产品质量以及工程造价等权衡以后, 做出适当的选择。

## 2 $\Omega$ 形膨胀节的设计计算

### 2.1 符号说明

- $A_c$  —— 加强环金属的横截面积,  $\text{mm}^2$ ;
- $B_1, B_2, B_3$  —— 系数, 由图 4-3 查取;
- $d$  —— 圆筒直边段的外直径, mm;
- $d_b$  —— 直边段的内直径,  $d_b = d - n\delta$ , mm;
- $d_c$  —— 加强环的平均直径, mm
- $d_p$  ——  $\Omega$  形圆环中心线的直径, mm;

- $e$  —— 每个波总的当量轴向位移, mm;  
 $E_b^t, E_c^t$  —— 分别为波壳与加强环材料在设计温度下的弹性模量, MPa;  
 $E_b, E_c$  —— 分别为波壳与加强环材料在室温下的弹性模量, MPa;  
 $\psi_b, \psi_c$  —— 分别为波壳(包括直边段)与加强环的焊缝系数;  
 $F$  —— 一个波产生轴向位移量  $e$  所需的轴向力, N;  
 $f_i$  —— 一个波的理论轴向弹性刚度, N/mm;  
 $L$  —— 波壳连接焊缝之间的距离, mm;  
 $N$  —— 总波数;  
 $N_c$  —— 失效循环次数;  
 $[N]$  —— 许用循环次数;  
 $n$  —— 厚度为“ $\delta$ ”的层数;  
 $P$  —— 内压, MPa;  
 $P_s$  —— 基于柱状失稳的限制设计内压, MPa;  
 $r$  ——  $\Omega$  形圆环的平均半径, mm;

$$r = r_i + \frac{n \delta_p}{2}$$

- $r_i$  ——  $\Omega$  形圆环的内半径, mm;  
 $\delta$  —— 一层材料的名义厚度, mm;  
 $\delta_c$  —— 加强环的厚度, mm;  
 $\delta_p$  —— 考虑制造中因减薄而修正过的一层厚度, mm;

$$\delta_p = \delta \left( \frac{d}{d_p} \right)^{0.5}$$

- $\nu$  —— 材料的泊松比, 对钢材  $\nu = 0.3$ ;  
 $\mu$  —— 波壳的几何参数,

$$\mu = 6.61 \frac{r^2}{d_p \delta_p}$$

- $\sigma$  —— 计算应力, MPa;  
 $[\sigma]_b, [\sigma]_c$  —— 波壳材料、加强环材料在设计温度下的许用应力, MPa。

## 2.2 设计计算公式

设计计算公式中, 推导内压引起的应力时, 将  $\Omega$  形膨胀节视为承受内压的圆环壳, 导出其薄膜应力计算公式, 其周向薄膜应力和经向薄膜应力的最大值分别为  $\sigma_1$  与  $\sigma_2$ ,  $\sigma_1$  与环壳位置无关, 而  $\sigma_2$  位于环的内直径处。内压在  $\Omega$  形波壳中产生弯曲应力, 主要是由于波壳形状不是理想圆形截面所引起的, 但是随着压力的增长, 其形状也会趋于理想圆形, 因此, 弯曲应力值不会太大。此外, 引起弯曲应力的另一个因素是加强环的约束(它会在内

直径处引起弯曲应力)。但它有很强的随机性与局部性, 试验结果也表明其值并不高, 因此, 没有给出其计算公式。弯曲应力的存在对疲劳寿命有一定影响, 在疲劳寿命的设计计算中考虑了它的影响, 具体体现在组合应力公式中的系数上。

位移引起的应力计算, 采用应变余能法求解圆环形壳体在轴向力作用下所产生的应力与变形, 给出了简化的应力计算公式(经向薄膜应力与经向弯曲应力), 其计算结果与用其他分析方法和试验所得到的结果相吻合。

$\Omega$ 形波纹管的循环寿命与内压引起的经向应力和变形引起的经向应力的组合应力范围  $\sigma_R$  成比例,  $\sigma_R = C\sigma_2 + \sigma_4 + \sigma_5$ ,  $C$  是经验系数, 表示内压引起的弯曲应力的影响。当取  $C = 3$  时, 能显著地改善计算的组合应力范围与失效循环数之间的相关性, 故取  $\sigma_R = 3\sigma_2 + \sigma_4 + \sigma_5$ 。 $\Omega$ 形膨胀节的疲劳寿命曲线是根据自身的试验数据并参照美国膨胀节制造商协会(EJMA)标准中带加强环的奥氏体不锈钢 U 形膨胀节的疲劳曲线拟合得出的。

在确定所需的失效循环次数时应考虑一安全系数, 其值可根据波壳焊缝质量和几何形状与尺寸的准确性来选取, 一般取为 8~10 为宜。

实际上,  $\Omega$ 形膨胀节的补偿能力主要由几何尺寸, 而不是以疲劳寿命确定的。几何尺寸可以按如下步骤确定。选波形半径  $r$  为波纹管内径的 5%~8% 左右, 然后根据工作压力  $P$  及  $r$  按所给的设计公式选定波纹管的壁厚; 几何尺寸确定之后即可校核内压与位移引起的应力是否符合应力评定的标准, 从而得知是否为合格设计。

(1) 由内压引起的直边段中的周向薄膜应力

$$\sigma_2 = \frac{P(d_b + n\delta)^2 L E_b^t}{2[n\delta L(d_b + n\delta)E_b^t + d_c E_c^t A_c]} \quad (4-1)$$

(2) 由内压引起的加强环中的周向薄膜应力

$$\sigma_c = \frac{P d_c^2 L E_c^t}{2[n\delta L(d_b + n\delta)E_b^t + d_c E_c^t A_c]} \quad (4-2)$$

(3) 内压引起的波壳中的周向薄膜应力

$$\sigma_1 = \frac{P r}{2n\delta_p} \quad (4-3)$$

(4) 内压引起的波壳中的经向薄膜应力

$$\sigma_2 = \frac{P r}{n\delta_p} \times \left( \frac{d_p - r}{d_p - 2r} \right) \quad (4-4)$$

(5) 位移引起的波壳中的经向薄膜应力

$$\sigma_4 = \frac{E_b \delta_p^2 e}{10.92 \pi r^3} B_1 \quad (4-5)$$

(6) 位移引起的波壳中的经向弯曲应力

$$\sigma_5 = \frac{E_b \delta_p e}{1.82 \pi r^2} B_2 \quad (4-6)$$

(7) 疲劳寿命

$$N_c = \left[ \frac{15860}{\sigma_R - 290} \right]^{3.25} \quad (4-7)$$

组合应力:

$$\sigma_R = 3\sigma_2 + \sigma_4 + \sigma_5$$

疲劳寿命应取安全系数  $m_f = 8 \sim 10$ 。

对应的疲劳曲线参见图 10-3。

(8) 基于柱状失稳的限制设计内压 (两端固定)

$$P_s = \frac{0.15 \pi f}{N^2 r} \quad (4-8)$$

(9) 理论轴向弹性刚度

$$f_i = \frac{d_p E_b \delta_p^3 n}{10.92 r^3} B_3 \quad (4-9)$$

### 2.3 应力评定

$$\sigma_z < \psi_b [\sigma]_b$$

$$\sigma_c < \psi_c [\sigma]_c$$

$$\sigma_1 < \psi_b [\sigma]_b$$

$$\sigma_2 < [\sigma]_b$$

$$[N] > \text{所需循环数}$$

$$P < P_s$$

满足以上评定条件者为合格设计。

### 2.4 设计计算示例

某换热器上装有材料为 0Cr18Ni10Ti 的  $\Omega$  形膨胀节, 主要参数为:  $r = 27 \text{ mm}$ ,  $d = 1000 \text{ mm}$ ,  $d_p = 1080 \text{ mm}$ ,  $\delta = 0.84 \text{ mm}$ ,  $\delta_p = \left( \frac{d_o}{d_p} \right)^{0.5}$ ,  $\delta_p = 0.8 \text{ mm}$ , 设计温度  $150 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $p = 3.5 \text{ MPa}$ ; 单层单波 ( $n = 1$ ,  $N = 1$ ),  $[\sigma]_b^{150} = 137.0 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_s^{150} = 155 \text{ MPa}$ ,  $\psi_b = 0.9$ ,  $E_b = 1.95 \times 10^5 \text{ MPa}$ ,  $e = 12 \text{ mm}$ 。所需循环次数为 4000 次, 试校核该膨胀节波壳是否符合应力评定要求。

解

(1) 计算波壳的几何参数  $\mu$

$$\mu = \frac{6.61 r^2}{d_p \delta_p} = \frac{6.61 \times 27^2}{1080 \times 0.8} = 5.58$$

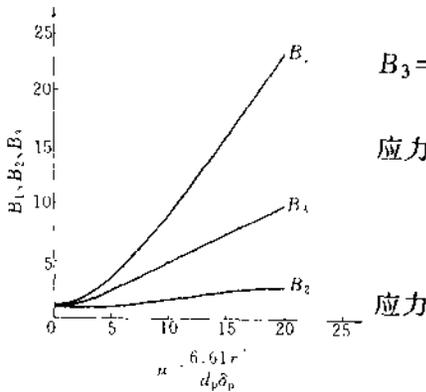


图 4-3 系数  $B_1$ 、 $B_2$  和  $B_3$  与波壳几何参数  $\mu$  的关系

从图 4-3 查得:  $B_1=4.07$ ,  $B_2=1.07$ ,  $B_3=2.58$

(2) 内压引起的波壳中的周向薄膜应力

$$\sigma_1 = \frac{P r}{2n \delta_p} = \frac{3.5 \times 27}{2 \times 0.8} = 59.0 \text{ MPa}$$

(3) 内压引起的波壳中的经向薄膜应力

$$\begin{aligned} \sigma_2 &= \frac{P r}{n \delta_p} \times \left( \frac{d_p - r}{d_p - 2r} \right) \\ &= \frac{3.5 \times 27}{0.8} \times \frac{1080 - 27}{1080 - 54} \\ &= 121.2 \text{ MPa} \end{aligned}$$

(4) 位移引起的波壳中的经向薄膜应力

$$\begin{aligned} \sigma_4 &= \frac{E_b \delta_p^2 e}{10.92 \pi r^3} B_1 \\ &= \frac{1.95 \times 10^5 \times 0.8^2 \times 12}{10.92 \times 3.14 \times 27^3} \times 4.07 = 8.66 \text{ MPa} \end{aligned}$$

(5) 位移引起的波壳中的经向弯曲应力

$$\begin{aligned} \sigma_5 &= \frac{E_b \delta_p e}{1.82 \pi r^2} B_2 \\ &= \frac{1.95 \times 10^5 \times 0.8 \times 12}{1.82 \times 3.14 \times 27^2} \times 1.07 = 461.1 \text{ MPa} \end{aligned}$$

(6) 组合应力

$$\sigma_R = 3\sigma_2 + \sigma_4 + \sigma_5 = 3 \times 121.2 + 8.66 + 461.1 = 833.4 \text{ MPa}$$

(7) 循环次数

$$\begin{aligned} N_c &= \left[ \frac{15860}{\sigma_R - 290} \right]^{3.25} \\ &= \left[ \frac{15860}{833.4 - 290} \right]^{3.25} \approx 87000 \end{aligned}$$

取安全系数  $m_f = 10$ , 许用循环数为  $[N] = \frac{N_c}{m_f} = 8700$

由于仅有一个波, 故不考虑其柱失稳。

(8) 应力评定

$$\sigma_1 = 59.0 \text{ MPa}, \psi_b [\sigma]_b^{150} = 0.9 \times 137.0 = 123.3 \text{ MPa}$$

$$\therefore \sigma_1 < \psi_b [\sigma]_b^{150}$$

$$\sigma_2 = 121.2 \text{ MPa}, [\sigma]_b^{150} = 137.0 \text{ MPa}$$

$$\therefore \sigma_2 < [\sigma]_b^{150}$$

$$[N] = 8700 > 4000 \text{ 次}$$

$$\therefore [N] > 4000$$

结论：此膨胀节符合应力评定要求。

### 参 考 文 献

- 1 李建国. 关于  $\Omega$  形膨胀节的设计计算. 化工与通用机械. 1978, (5)
- 2 黎廷新, 李建国主编. 波纹管膨胀节译文集
- 3 美国膨胀节制造商协会标准(EJMA). 第六版. 1993
- 4 李建国. 钢制压力容器设计指南“膨胀节”. 1993
- 5 黎廷新, 李添祥.  $\Omega$  形膨胀节性能试验研究. 压力容器. 1994, (2)
- 6 戴经世.  $\Omega$  形波纹膨胀节设计的几个问题. 中国石油和石油化工设备工业协会. 膨胀节分会第一届年会论文. 1994
- 7 陈承智. 一种新型的管道热补偿装置. 第五届全国膨胀节学术交流会论文. 1996
- 8 郭学迅等.  $\Omega$  形波纹膨胀节的制造及其力学性能研究. 第四届全国膨胀节学术交流会论文. 1993
- 9 董树森.  $\Omega$  形膨胀节的制造工艺. 石油化工设备. 1986, 15(6)

## 第5章 矩形膨胀节

矩形膨胀节广泛用于矩形截面的管道、容器设备接管和表面冷凝器上,其特点是截面大、压力低、温度高,如国内某电厂的锅炉烟道气管道上一只最大的矩形金属波纹膨胀节,其公称通道截面为 $13000\text{mm}\times 5000\text{mm}$ ,设计温度为 $402^{\circ}\text{C}$ ,设计压力为 $2000\text{Pa}$ (表压)。

### 1 矩形膨胀节的结构设计

#### 1.1 总体结构

单式轴向型矩形膨胀节总体结构见图 5-1,因为矩形截面较大,总体刚度、强度较小,须设置加强件,此外还设导向结构,尺寸更大时,这种导向结构数量会更多,以保证膨胀节工作时活动自如,正确吸收热位移;沿法兰框架还设置若干支撑件,用以支撑整个膨胀节的重量,形成一个活动框架,既提高整个膨胀节结构的刚性、稳定性和可靠性,又可减少波纹管的横向弯曲应力和挠度。为在运输过程中的安全性,还须设置若干个装运支架,当膨胀节在现场安装在管道之后再予拆除,保证膨胀节工作时具有补偿位移的能力。

##### (1) 波纹形状

矩形波纹管的波纹形状如图 5-2 所示,常用的为“V”形和“U”形波。

##### (2) 转角结构

常用的转角结构有圆角式、单斜角缝式、皮腔式和双斜角缝式等四种(见图 5-3),从制造角度讲,单斜角缝式最简便,双斜角缝式和照相机皮腔式较复杂,焊缝多,圆角方波式适中,可将圆形波纹管一分为四作圆转角,但当波高颇大时,圆形无法液压成形,须将一个波纹分为两半冲压成形,再在波峰处焊成完整的波纹作为圆角转角。

#### 1.2 结构类型

矩形膨胀节和圆形膨胀节一样,按结构类型可分为单式轴向型(见图 5-4)、铰链型(见图 5-5)、复式万能型(见图 5-6)和滑槽型膨胀节(见图 5-7)。两只滑槽型膨胀节用中接管连接组合成复式膨胀节(见图 5-7),可吸收轴向和横向两向位移。铰链型膨胀节可吸收角位移;两个单式铰链型可组合成复式铰链型,用以吸收单平面横向位移,铰链构件可设在波纹管外侧(见图 5-5(a)),亦可设在内侧(见图 5-5(b))其外形尺寸较小。复式万能型膨胀节可吸收三向位移(见图 5-6)。

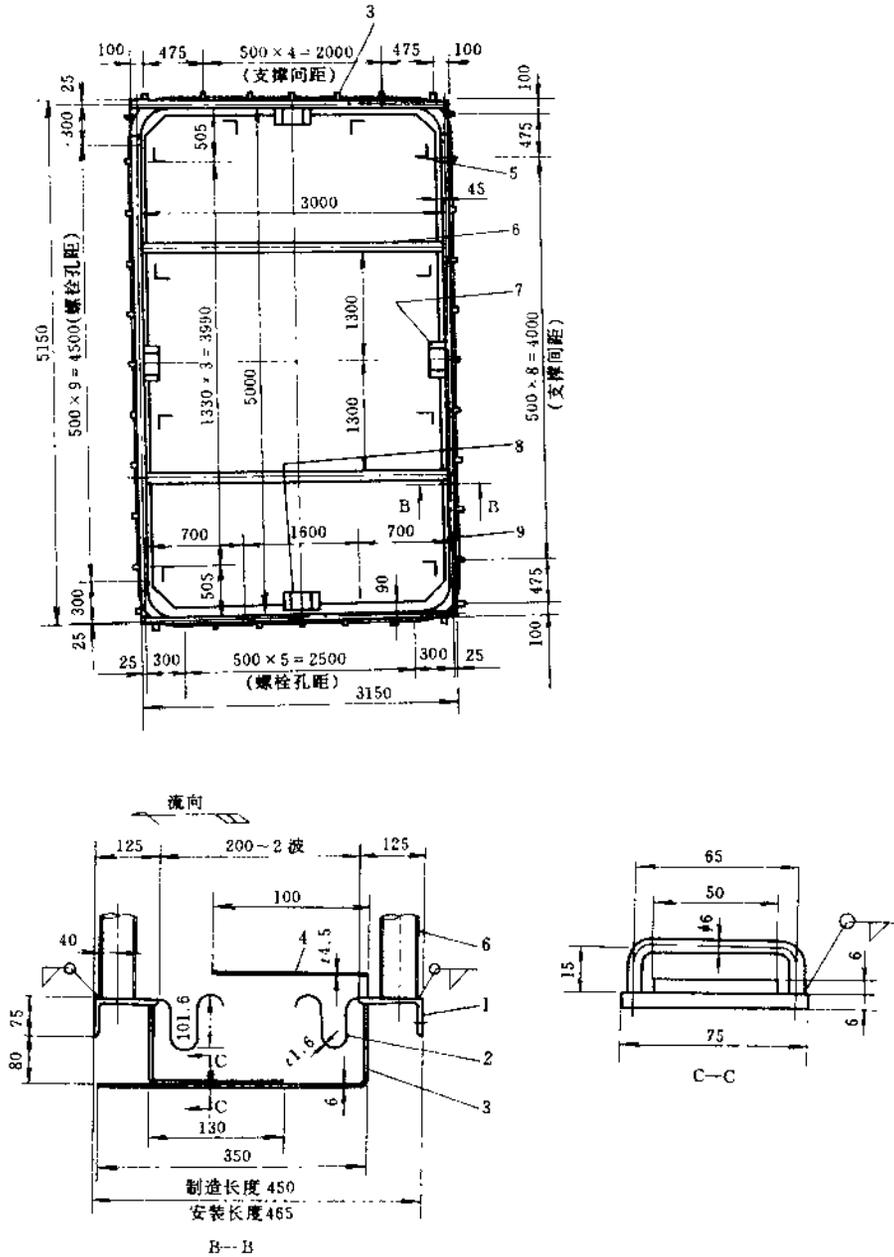


图 5-1 矩形膨胀节总体结构

1—法兰；2—波纹管；3—支撑件；4—导流筒；5—运输支架；6—加强杆；  
7、8—销子连接件；9—吊装耳块

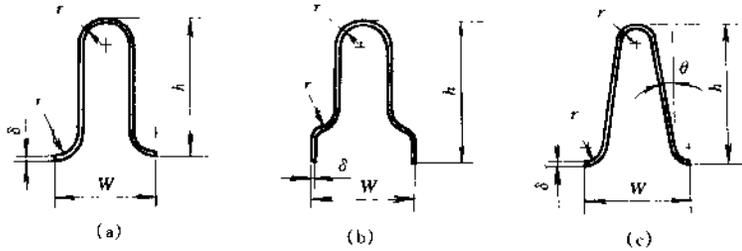


图 5-2 几种典型的波纹形状  
(a) U形波纹; (b) 扩口式U形波纹; (c) V形波纹

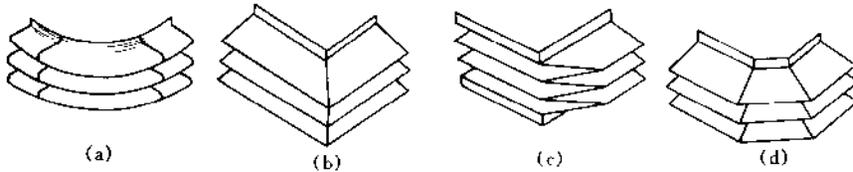


图 5-3 几种典型的转角结构  
(a) 圆角式; (b) 单斜角缝式; (c) 照相机皮腔式; (d) 双斜角缝式

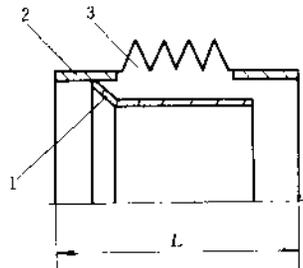


图 5-4 单式轴向型膨胀节  
1—导流筒; 2—端部接管; 3—波纹管

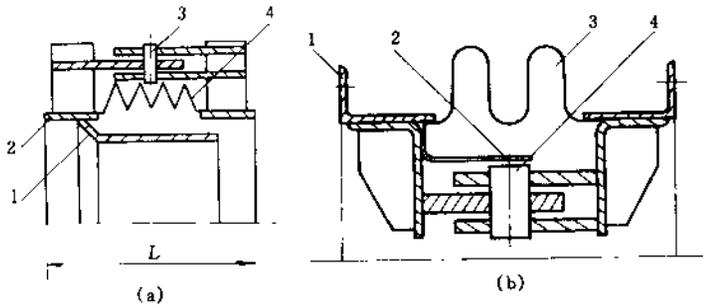


图 5-5 单式铰链型膨胀节  
(a) 外装式铰链  
1—导流筒; 2—端部接管;  
3—铰链; 4—波纹管  
(b) 内装式铰链  
1—端部法兰; 2—导流筒;  
3—波纹管; 4—铰链

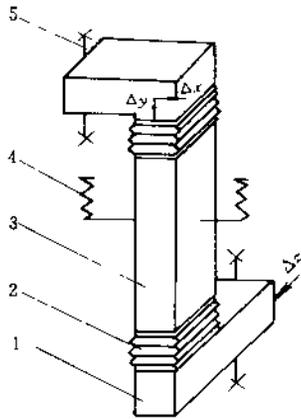


图 5-6 复式万能型膨胀节

1—端部接管；2—波纹管；3—中间接管；4—弹簧吊架；5—固定支架

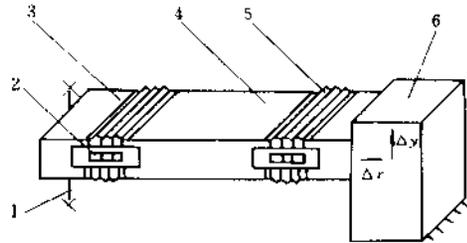


图 5-7 复式滑槽型膨胀节

1—固定支架；2—滑槽；3—端部接管；4—中间接管；5—波纹管；6—设备

矩形波纹管波纹成形方法和圆形波纹管不同，它是按矩形边长直边冲压或反复折边成形，一般不受成形比的限制，通常波高较大，位移补偿能力比圆形波纹管大。

## 2 矩形波纹管设计计算

矩形波纹管的位移计算方法和圆形波纹管一致（但合成位移计算方法不同，见后述），故在公式中除了用矩形波纹管长边  $L_l$  或短边  $L_s$  的平均长度代替平均直径  $D_m$  之外，其余的符号术语均相同。矩形波纹管的强度、刚度等性能计算则不一样。

### 2.1 符号说明

$A_c$  —— 单个波纹横截面积， $\text{mm}^2$ ，

$$A_c = (0.571 W + 2h) \delta_p m$$

$C_d$  —— 依据制造厂家疲劳试验的结果导出的应力集中系数，该值与转角结构和焊缝系数有关；

$C_p$  —— 依据制造厂家疲劳试验的结果导出的应力集中系数，该值与压力产生的效应有关；

$C_t$  —— 疲劳寿命的温度修正系数，用于未进入蠕变范围的波纹管，

$$C_t = \frac{E_b(\text{冷态})}{E_b(\text{热态})}$$

$D_b$  —— 圆形波纹管直边段和波纹的内径， $\text{mm}$ ；

$D_m$  —— 圆形波纹管波纹的平均直径, mm,

$$D_m = D_b + h + m \delta \quad (\text{U形波纹})$$

$E_b$  —— 波纹管材料在设计条件下的弹性模量 (除非另有说明外), MPa;

$F_a$  —— 使膨胀节产生轴向位移  $x$  时, 作用于波纹管端的轴向力, N;

$I$  —— 矩形波纹管段横截面的惯性矩,  $\text{mm}^4$ ,

$$I = n \left[ \frac{m \delta (2h - W)^3}{48} + 0.4 W m \delta (h - 0.2 W)^2 \right]$$

(用于“U”形和“V”形波纹管)

$J_l$  —— 矩形波纹管长边转角的影响系数,

$$J_l = 12I \left( \frac{n W}{\delta} \right)^3 \left( \frac{\beta}{L_l^4} \right) + 1.0$$

$J_s$  —— 矩形波纹管短边转角的影响系数,

$$J_s = 12I \left( \frac{n W}{\delta} \right)^3 \left( \frac{\beta}{L_s^4} \right) + 1.0$$

$K_w$  —— 单波轴向工作刚度, N/mm;

$K_l$  —— 单波轴向理论弹性刚度, N/mm;

$K_n$  —— 膨胀节总体刚度, N/mm,

$$K_n = \frac{K_l}{n}$$

$k_u$  —— 横向位移所引起的当量轴向位移与比使  $L_u / (2L_b)$  间的相关系数,

$$k_u = \frac{3 L_u^2 - 3 L_b L_u}{3 L_u^2 - 6 L_b L_u + 4 L_b^2}$$

当为单式膨胀节时  $k_u = 3$

$L_b$  —— 波纹管波纹段的长度, mm,

$$L_b = n W$$

$L_l$  —— 矩形波纹管长边的平均长度, mm,

$$L_l = a + h$$

$L_s$  —— 矩形波纹管短边的平均长度, mm,

$$L_s = b + h$$

$L_{ml}$  —— 长边的有效长度, mm,

$$L_{ml} = \frac{L_l}{3} \left( \frac{3L_s + L_l}{L_s + L_l} \right)$$

$L_{ms}$  —— 矩边的有效长度, mm,

$$L_{ms} = \frac{L_s}{3} \left( \frac{3L_l + L_s}{L_s + L_l} \right)$$

- $a$  —— 矩形波纹管长边的内侧长度, mm;  
 $b$  —— 矩形波纹管短边的内侧长度, mm;  
 $L_u$  —— 万能式膨胀节上两个波纹管外侧靠近边波纹两端点之间的距离, mm;  
 $L_e$  —— 圆形膨胀节平均直径的当量长度, mm,  

$$L_c = [(L_l + L_s) \times 2] / \pi$$
  
 $M_{Ll}$  —— 在膨胀节波纹段的端面, 由与长边平行的横向位移  $y_l$  所引起的力矩, N·mm;  
 $M_{Ls}$  —— 在膨胀节波纹段的端面, 由与短边平行的横向位移  $y_s$  所引起的力矩, N·mm;  
 $M_{\theta_l}$  —— 在膨胀节波纹段的端面, 由长边转角  $\theta_l$  引起的力矩, N·mm;  
 $M_{\theta_s}$  —— 在膨胀节波纹段的端面, 由短边转角  $\theta_s$  引起的力矩, N·mm;  
 $n$  —— 单个波纹管的波数;  
 $N_c$  —— 疲劳寿命, 即达到破坏所经历的循环次数;  
 $[N]$  —— 许用疲劳寿命, 即允许使用的循环次数;  
 $P$  —— 压力, MPa;  
 $W$  —— 波距, mm;  
 $V_{Ll}$  —— 在膨胀节波纹段的端面, 由与长边方向平行的横向位移  $y_l$  所引起的横向力, N;  
 $V_{Ls}$  —— 在膨胀节波纹段的端面, 由与短边方向平行的横向位移  $y_s$  所引起的力, N;  
 $e$  —— 单波各当量轴向位移之和, mm;  
 $e_c$  —— 单波当量轴向压缩位移之和, mm;  
 $e_e$  —— 单波当量轴向拉伸位移之和, mm;  
 $e_x$  —— 波纹管吸收轴向位移  $x$  (可以为拉伸或压缩位移), 所引起的单波轴向位移, mm;  
 $e_{yl}$  —— 矩形波纹管吸收与长边方向平行的横向位移  $y_l$  所引起的单波当量轴向位移, mm;  
 $e_{ys}$  —— 矩形波纹管吸收与短边方向平行的横向位移  $y_s$  所引起的单波当量轴向位移, mm;  
 $e_{\theta_l}$  —— 矩形波纹管吸收与长边方向平行的平面内角位移  $\theta_l$  所引起的单波当量轴向位移, mm;

- $e_{\theta s}$  —— 矩形波纹管吸收与短边方向平行的平面内角位移  $\theta$  所引起的单波当量轴向位移, mm;
- $m$  —— 多层波纹管中每层厚度为  $\delta$  的材料层数;
- $r_i$  —— 矩形波纹管波纹的内半径, mm;
- $\delta$  —— 波纹管单层材料的公称厚度, mm;
- $\delta_p$  —— 波纹管单层材料的实际厚度, 即考虑在成形过程中厚度的减薄, mm,

$$\delta_p = \delta \sqrt{\frac{D_b}{D_m}}$$

- $x$  —— 在压缩或拉伸状态下波纹管的轴向位移, mm;
- $y_l$  —— 矩形波纹管与长边方向平行的横向位移, mm;
- $y_s$  —— 矩形波纹管与短边方向平行的横向位移, mm;
- $y_{ml}$  —— 矩形波纹管在压力作用下, 以梁模式的弯曲, 其长边中心线在活动段中点的挠度, mm;
- $y_{ms}$  —— 矩形波纹管在压力作用下, 以梁模式的弯曲, 其短边中心线在活动段中点的挠度, mm;
- $\sigma_b^p$  —— 因压力产生的波纹经向弯曲应力, MPa;
- $\sigma_b^e$  —— 因位移产生的波纹经向弯曲应力, MPa;
- $\beta$  —— 矩形波纹管的刚度系数,

$$\beta = \frac{2r_i}{W} \left[ \frac{h}{r_i} + 1.15 \right] \quad (\text{用于 U 形波纹管})$$

$$\beta = \frac{2\pi r_i + 2 \sqrt{W^2/4 + h^2} - r_i(2W + 4h)}{W} \quad (\text{用于 V 形波纹管})$$

$\theta_l$  —— 单个波纹管在平行于长边的平面内的角位移, rad;

$\theta_s$  —— 单个波纹管在平行于短边的平面内的角位移, rad;

$h$  —— 波纹高度, mm。

## 2.2 位移计算

位移计算按美国膨胀节制造商协会 (EJMA) 标准<sup>[1]</sup>, 推荐如下。

### 2.2.1 单波轴向位移计算

单式波纹管膨胀节

$$e_x = \frac{x}{n} \quad (5-1)$$

复式波纹膨胀节

$$e_x = \frac{x}{2n} \quad (5-2)$$

### 2.2.2 膨胀节角位移时单波当量轴向位移计算

单式矩形波纹管的角位移可发生在与长边平行的平面内（见图 5-8）或当发生在与短边平行的平面内时（见图 5-9）。计算角位移时常用当量轴向位移表示，可按式（5-3）和式（5-4）计算。

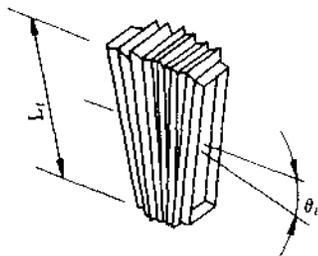


图 5-8 单式矩形膨胀节与长边平行的平面内的角位移示意

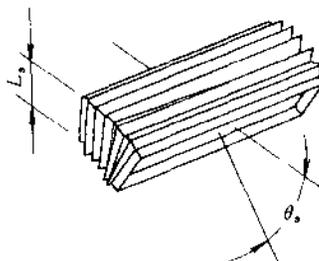


图 5-9 单式矩形膨胀节与短边平行的平面内的角位移示意

$$e_{\theta l} = \frac{\theta_l L_1}{2n} \quad (5-3)$$

$$e_{\theta s} = \frac{\theta_s L_2}{2n} \quad (5-4)$$

### 2.2.3 膨胀节横向位移时单波当量轴向位移计算

#### (1) 单式矩形膨胀节

单式矩形膨胀节横向位移可能发生在两个相互垂直的方向，即发生在与长边平行的方向（见图 5-10），或发生在与短边平行的方向（见图 5-11）。横向位移可按当量轴向位移表示其单波当量轴向位移相应按式（5-5）和式（5-6）计算。

$$e_{y l} = \frac{3L_l y_l}{n(L_b \pm x)} \quad (5-5)$$

$$e_{y s} = \frac{3L_s y_s}{n(L_b \pm x)} \quad (5-6)$$

式中，当  $x$  为轴向压缩时取“-”号，为轴向拉伸时取“+”号。

#### (2) 复式矩形膨胀节

复式矩形膨胀节的横向位移也可能发生在与长边平行的方向（见图 5-12），或与短边平行的方向（见图 5-13），其单波当量轴向位移相应按式（5-7）和式（5-8）计算。

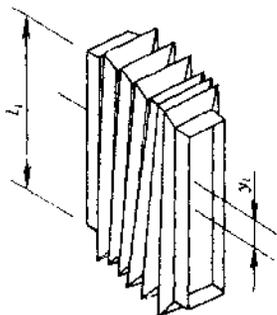


图 5-10 单式矩形膨胀节与  
长边平行横向位移

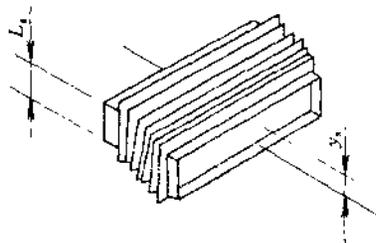


图 5-11 单式矩形膨胀节与  
短边平行的横向位移

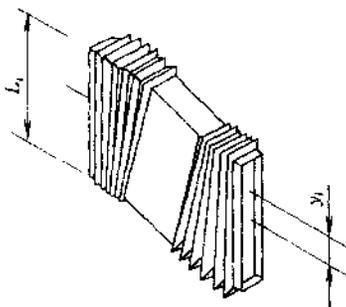


图 5-12 复式矩形膨胀节与  
长边平行的横向位移

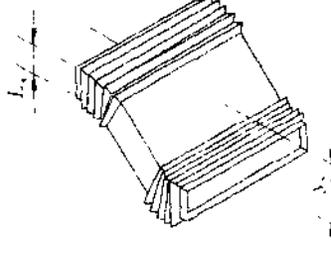


图 5-13 复式矩形膨胀节与  
短边平行的横向位移

$$e_{vl} = \frac{k_u L_l y_l}{2n(L_u - L_b \pm 0.5x)} \quad (5-7)$$

$$e_{vs} = \frac{k_u L_s y_s}{2n(L_u - L_b \pm 0.5x)} \quad (5-8)$$

#### 2.2.4 合成位移

当矩形膨胀节同时承受轴向位移、角位移和横向位移时，必须求出最大位移点的合成当量轴向位移，最大位移点为波纹管元件的角点上，而圆形波纹管不存在角点，因此确定该点合成位移的分析方法也不同，对于圆形波纹管在分析角位移和横向位移的合成位移时，是采用矢量和的方法计算，对矩形波纹管是分别沿长边和短边两个方向计算横向位移和角位移在该角点所产生的当量轴向位移的代数和，然后与轴向位移再按式(5-9)和式(5-10)计算出总的轴向合成位移。

压缩侧

$$e_c = e_{y_l} + e_{y_s} + e_{\theta_l} + e_{\theta_s} + |e_x| \quad (5-9)$$

拉伸侧

$$e_c = e_{y_l} + e_{y_s} + e_{\theta_l} + e_{\theta_s} - |e_x| \quad (5-10)$$

若  $x$  为轴向拉伸时, 将上式中  $|e_x|$  前面的正负号对调。矩形膨胀节的设计, 必须保证各种位移作用引起的单波总的当量轴向合成位移不得超过其允许值也称额定值, 额定位移值可从制造厂产品样本中查获或由制造厂直接给出。

### 2.2.5 位移变化范围

单波总当量轴向位移变化范围是指安装在管道上的膨胀节从初始状态位置到最大工作位置的位移。因此, 对未进行冷紧(横向位移和角位移)和预变形(预拉伸或预压缩)的膨胀节, 式(5-9)和式(5-10)为波纹管从自由状态到最大工作状态的各项当量轴向位移分量之和, 则由  $e_c$  与  $e_c$  两者中较大值确定; 但是当膨胀节进行冷紧和预变形时, 则位移范围为从冷紧和预变形状态到自由状态的  $e_c$  和  $e_c$  与从自由状态到最大工作状态位置的  $e_c$  和  $e_c$  分别叠加, 取两者较大值, 此值即为计算由位移引起波纹经向弯曲应力和疲劳寿命的依据。

### 2.2.6 位移计算示例

设一公称直径为  $2500 \times 1400\text{mm}$  的万能式矩形膨胀节, 在自然状态下进行安装(即未进行冷紧和预变形), 其波形参数为:  $L_l = 2602\text{mm}$ ,  $L_s = 1502\text{mm}$ , 波高  $h = 102\text{mm}$ , 波距  $W = 100\text{mm}$ , 单波额定位移  $e_c = 35\text{mm}$ ,  $e_c = 35\text{mm}$ 。设  $n = 4$ ,  $L_0 = 1500\text{mm}$ , 则  $L_b = nW = 400\text{mm}$ ,  $L_0/2L_b = 1500/(2 \times 400) = 1.875$ , 由计算得  $k_u = 1.3$ 。该膨胀节在工作状态下吸收下列位移

轴向压缩位移  $x = 12.5\text{mm}$ ,  $y_l = 10\text{mm}$ ,  $y_s = 6\text{mm}$ ,  $\theta_l = 0.07\text{rad}$

求该膨胀节在工作状态下单波吸收的总当量轴向位移。

解

单波轴向位移, 由式(5-2)求得

$$e_x = \frac{x}{2n} = \frac{12.5}{2 \times 4} = 1.6\text{mm}$$

因横向位移引起的单波当量轴向位移, 由式(5-7)和式(5-8)分别求得为

$$e_{y_l} = \frac{k_u L_l y_l}{2n(L_0 - L_b \pm 0.5x)} = \frac{1.3 \times 2602 \times 10}{2 \times 4(1500 - 400 - 0.5 \times 12.5)} = 3.9\text{mm}$$

$$e_{y_s} = \frac{k_u L_s y_s}{2n(L_0 - L_b \pm 0.5x)} = \frac{1.3 \times 1502 \times 6}{2 \times 4(1500 - 400 - 0.5 \times 12.5)} = 1.3\text{mm}$$

因角位移引起的单波当量轴向位移, 由式 (5-3) 求得为

$$e_{\theta l} = \frac{\theta_l L_l}{2n} = \frac{0.07 \times 2602}{2 \times 4} = 22.8 \text{ mm}$$

则单波总当量轴向位移, 由式 (10-9) 求得

$$e = e_{yl} + e_{ys} + e_{\theta l} + e_{\theta s} + e_x = 3.9 + 1.3 + 22.8 + 1.6 = 29.6 \text{ mm} < e_c (= 35\text{mm})$$

满足使用要求。

### 2.3 力和力矩的计算

为了估算作用在固定支架或设备上的载荷, 必须确定使膨胀节产生位移所需要的力和力矩, 该力和力矩往往用单波工作刚度  $K_w$  表示, 而工作刚度须经过测定或某种处理方法才能求得, 较为麻烦, 在要求不高的场合, 常采用单波理论弹性刚度代替 (偏于安全), 在要求较严格的场合, 可由膨胀节制造厂通过实测给出刚度后, 代入以下各式计算各力和力矩<sup>[1]</sup>。

$$F_a = K_w e_x \quad (5-11)$$

$$M_{Ll} = \frac{K_w L_{ml} e_{yl}}{4} \quad (5-12)$$

$$M_{Ls} = \frac{K_w L_{ms} e_{ys}}{4} \quad (5-13)$$

$$M_{\theta l} = \frac{K_w L_{ml} e_{\theta l}}{4} \quad (5-14)$$

$$M_{\theta s} = \frac{K_w L_{ms} e_{\theta s}}{4} \quad (5-15)$$

$$V_{Ll} = \frac{K_w L_{ml} e_{yl}}{L_b} \quad (5-16)$$

$$V_{Ls} = \frac{K_w L_{ms} e_{ys}}{L_b} \quad (5-17)$$

$$V_{Ll} = \frac{K_w L_{ml} e_{yl}}{L_u} \quad (5-18)$$

$$V_{Ls} = \frac{K_w L_{ms} e_{ys}}{L_u} \quad (5-19)$$

### 2.4 无加强型矩形膨胀节波纹管的性能计算

波形为“U”形和“V”形的无加强型矩形膨胀节波纹管的性能分析计算方法目前有两种, 一是以梁为模型的分析法, 其代表性的计算公式为美国膨胀节制造商协会 (EJMA) 标准的规定; 二是把矩形膨胀节转换成当量圆模型的分析法, 此法是将矩形膨胀节波纹管的平均边长代替圆形波纹管平均直径代入美国 M.W. Kellogg 公司的圆形膨胀节公式计算。

#### 2.4.1 以梁为模型的计算公式 (EJMA)

(1) 内压在波纹管中产生的周向薄膜应力

矩形波纹管在内压  $P$  作用下, 沿长边的薄膜应力分析如图 5-14 所示,

由其中图 (b) 分离体的平衡, 可得到一个波纹内压载荷被波纹内力平衡, 即

$$P L_m W = \sigma_1 2A_c$$

式中  $L_m$  —— 波纹管每边的平均长度;

$\sigma_1$  —— 波纹的周向薄膜应力。

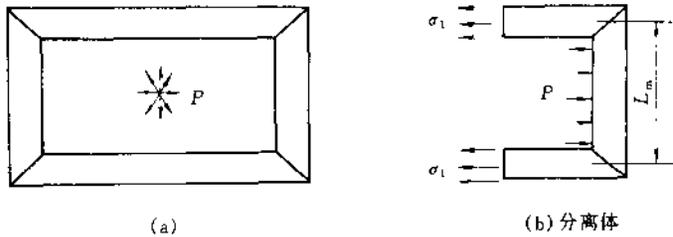


图 5-14 矩形波纹管周向薄膜应力分析

由上式可求得

$$\sigma_1 = \frac{P L_m W}{2A_c}$$

相应于长边和短边的周向薄膜应力为

$$\sigma_{1l} = \frac{P L_s W}{2A_c} \quad (\text{长边}) \quad (5-20)$$

$$\sigma_{1s} = \frac{P L_l W}{2A_c} \quad (\text{短边}) \quad (5-21)$$

此即 EJMA 标准中的式 (C-69) 和式 (C-70)。

(2) 内压在波纹管中产生的横向弯曲应力

将矩形波纹管的各边分别看作承受均布压力载荷  $Q_p$  两端固支的梁, 梁的长度等于各边长的平均长度, 梁的高度等于波高 (见图 5-15), 由材料力学知, 梁的弯曲应力为

$$\sigma_b = \frac{M_{\max} c}{I}$$

$$\text{最大弯矩 } M_{\max} = \frac{Q_p l^2}{12} = \frac{P n W l^2}{12}$$

$c = \frac{h}{2}$  是波纹最外表面至中性轴的距离

代入上式得

$$\sigma_b = \frac{P n l^2 W h}{24I}$$

因矩形波纹管 and 梁不尽相同, 须考虑转角的影响, 该影响和波形、波纹

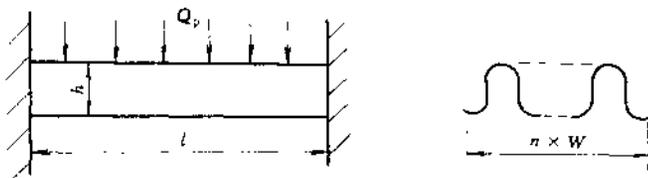


图 5-15 两端固定梁模型

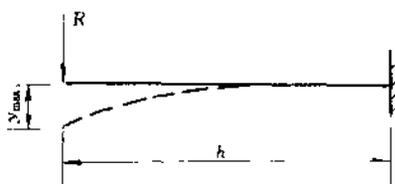
绕自身中性轴惯性矩、波数、波高、波距和矩形边长等诸因素有关。通常边长越短，转角影响越大，由于转角处在内压作用下产生的局部弯曲应力与梁在内压作用下产生的弯曲应力叠加，引起应力集中，此外，波纹的惯性矩越大，影响也越大，因此 EJMA 标准在上式中引入这些因素的影响系数 \$J\$，即得长、短边的弯曲应力计算公式为

$$\text{长边} \quad \sigma_{bl} = \frac{P n L_l^2 W h}{24 I} \left(1 - \frac{1}{J_l}\right) \quad (5-22)$$

$$\text{短边} \quad \sigma_{bs} = \frac{P n L_s^2 W h}{24 I} \left(1 - \frac{1}{J_s}\right) \quad (5-23)$$

即为 EJMA 标准中公式 (C-71) 和式 (C-72)。

### (3) 位移在波纹管中产生的经向弯曲应力

图 5-16 轴向位移产生  
弯曲应力的梁模型

将半波看作在波峰处固定、在波谷处导向支承的梁，其长度等于波高 \$h\$，厚度为波纹壁厚 \$\delta\$，在导向端施加载荷 \$R\$（见图 5-16），此梁的最大挠度 \$y\_{\max}^{[2]}\$ 为

$$y_{\max} = \frac{R W^3}{12 E_b \delta}$$

因为波纹管轴向位移为已知，且半波位移为 \$e/2\$，即以 \$y\_{\max} = e/2\$ 代入上式经整理得

$$R = 6 e E_b I' / h^3$$

式中，\$I'\$ 为梁的惯性矩。

又因最大弯矩 \$M\_{\max}\$ 为

$$M_{\max} = R h / 2 = 3 e E_b I' / h^2$$

所以梁的弯曲应力 \$\sigma\_b\$ 为

$$\sigma_b = M_{\max} c / I'$$

\$c = \delta/2\$，则

$$\sigma_b = 1.5 e E_b \delta / h^2$$

因矩形波纹管的变形与平板更相似，所以上述弯曲应力还须考虑横向变形的

影响, 须乘以系数  $1/(1-\nu^2)$  ( $\nu$  为泊松比), 则上式变为

$$\sigma_b = 1.5e E_b \delta / [h^2(1-\nu^2)]$$

同时波高  $h$  和波峰、波谷半径  $r$  等几何参数的变化, 也会影响弯曲应力值, 在等壁厚和波距条件下改变  $r$  和  $h$ , 根据有限元法的计算结果表明, 沿经向的峰值应力发生在边波与法兰或焊接端的连接处, 且此弯曲应力值随  $r$  增大而减小, 随  $h$  增大而增大, 求得应力衰减系数  $K_r$  为  $r/W$  和  $h/W$  的函数,  $W$  为波距 (见图 5-17)<sup>[3]</sup>, 将上式再乘以  $K_r$  得

$$\sigma_b = 1.5K_r e E_b \delta / [h^2(1-\nu^2)]$$

故 EJMA 标准亦考虑到波峰、波谷内半径  $r_i$  与波高  $h$  变化的影响因素, 推荐按式 (5-24) 计算。

$$\sigma_b = \frac{5e E_b \delta}{3h^2(1+3r_i/h)} \quad (5-24)$$

即 EJMA 中式 (C-74), 该式未考虑转角结构及焊缝质量所引起的应力集中系数的影响。

#### (4) 内压在波纹管中产生的经向弯曲应力

因波纹管是轴对称旋转薄壳体, 可将波纹管简化成半波、在波峰和波谷处固支、承受均布压力载荷  $P$  的曲梁 (见图 5-18), 以此为力学模型可推导

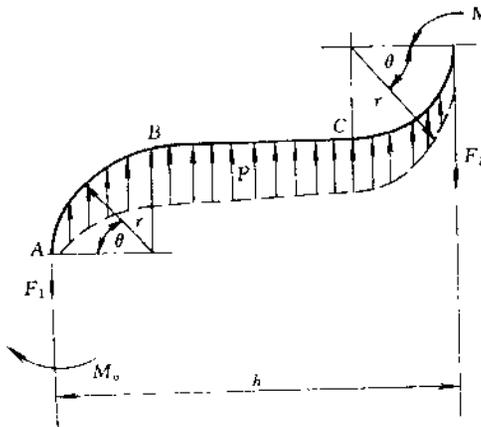


图 5-18 半波承受均布载荷示意

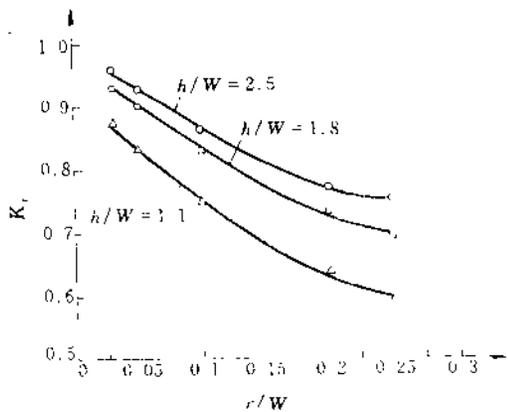


图 5-17  $K_r$  与  $r/h$  和  $h/W$  的关系曲线

求出内压引起的经向弯曲应力,

即

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{1.14\left(\frac{r}{h}\right) + 1} \times \frac{Ph^2}{2\delta^2} \left[1 - 9\left(\frac{r}{h}\right)\right]$$

由上式可知, 由内压产生的经向弯曲应力随  $r/h$  增大而减小, 故 EJMA 标准中式 (C-73) 考虑了  $r/h$  影响后的最终计算公式为

$$\sigma_b^p = \frac{P}{2} \left( \frac{h}{\delta} \right)^2 \left( 1 - \frac{1.3r_1}{h} \right) \quad (5-25)$$

(5) 内压在波纹管各边长产生的挠度

矩形波纹管分别按长边和短边 看做为两端固支的双支梁, 并考虑转角的影响, 计算其在内压作用下的挠度 (推导从略), 按 EJMA 式 (C-75) 和式 (C-76) 计算, 相应如下。

长边挠度

$$y_{inl} = \frac{P(nW)^4 \beta}{32E_b \delta^3 J_l} \quad (5-26)$$

短边挠度

$$y_{ins} = \frac{P(nW)^4 \beta}{32E_b \delta^3 J_s} \quad (5-27)$$

(6) 单波轴向理论刚度

因波形是对称的, 取 1/4 波纹视为在波峰处  $o$  点固支的曲梁 (见图 5-19), 以此为计算模型可以推导出理论刚度计算式 (5-28)。

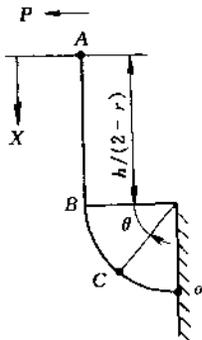


图 5-19 1/4 波纹的自由体

$$f_1 = \frac{E_b \delta^3 (L_l + L_s)}{h^3 \left( 1 + 3.4 \frac{r_1}{h} \right)} \quad (5-28)$$

此即 EJMA 标准中式 (C-78), 详细推导可见文献 [4]。

(7) 疲劳寿命

按 EJMA 标准中式 (C-77) 为

$$N_c = \left( \frac{c}{S_t c_t - b} \right)^a \quad (5-29)$$

$$S_t = c_{sp} \sigma_b^p + c_{sf} \sigma_b^c$$

式中,  $a$ 、 $b$  和  $c$  为材料和加工常数,  $S_t$  为组合应力,  $c_{sp}$  和  $c_{sf}$  为考虑了在转角处由于压力影响和焊缝影响的应力集中系数。

(8) 应力评定

上述各项应力用下列不等式进行评定。

$$\begin{aligned} \sigma_{ll} + \sigma_{ls} &\leq [\sigma]_{ab}^t & \sigma_{bl} + \sigma_{ll} &\leq 1.5 [\sigma]_{ab}^t \\ \sigma_{bs} + \sigma_{ls} &\leq 1.5 [\sigma]_{ab}^t & \sigma_b^p &\leq 1.5 [\sigma]_{ab}^t \end{aligned}$$

式中,  $[\sigma]_{ab}^t$  为设计温度下波纹管材料的许用应力。

#### 2.4.2 当量圆模型的计算公式

此方法是用矩形波纹管边长的平均长度  $L_l$ 、 $L_s$  和  $L_l$  与  $L_s$  组成的全周

长的当量长度  $L_e$  代替当量圆形波纹管的平均直径  $D_m$ , 然后代入 M. W. Kellogg 公司的圆形波纹膨胀节公式进行计算。

在位移应力计算中当量轴向位移的计算规定和 EJMA 公式, 即本章公式 (5-3) ~ 式 (5-8) 相同, 但不考虑式 (5-5) ~ 式 (10-8) 分母中的轴向位移  $x$  的影响, 位移范围  $e$  亦按 2.2.5 节规定。

(1) 内压产生的经向弯曲应力

$$\sigma_b^p = \frac{P h^2}{2\delta^2} \quad (5-30)$$

(2) 单波位移范围产生的经向弯曲应力

$$\left. \begin{aligned} \sigma_b^e &= \frac{0.75E_b \delta e}{(W/2)^{0.5} h^{1.5}} \quad (\text{用于 U 形波纹}) \\ \sigma_b^e &= \frac{3E_b \delta e}{h^2} \quad (\text{用于 V 形波纹}) \end{aligned} \right\} \quad (5-31)$$

式中  $E_b$ ——室温时材料的弹性模量;

$e$ ——单波位移范围, 应符合本章第 2.2.5 节规定。当波纹管  $e_c$  和  $e_e$  的额定值不同时, 还应符合 2.2.4 节规定。

(3) 许用疲劳寿命

$$[N] = \left( \frac{11250}{\sigma_R} \right)^{3.5} \quad (5-32)$$

式中, 组合应力,  $\sigma_R = \sigma_b^p + \sigma_b^e$

(4) 单波轴向刚度

$$K_1 = \frac{2E_b L_e \delta^3 n}{3(W/2)^{0.5} h^{2.5}} \quad (5-33)$$

式中,  $E_b$  为室温时材料的弹性模量。

(5) 轴向弹性反力

$$F_x = \frac{x}{n} K_1 \quad (5-34)$$

(6) 横向弹性反力

① 单式膨胀节

当横向位移与长边平行时

$$F_{1,l} = \frac{K_1 L_l^2 y_l}{2n L_b^2} k_u \quad (5-35)$$

当横向位移与短边平行时

$$F_{1,s} = \frac{K_1 L_s^2 y_s}{2n L_b^2} k_u \quad (5-36)$$

② 复式膨胀节

当横向位移与长边平行时

$$F_{Ll} = \frac{K_1 L_l^2 y_l}{4n L_u (L_u - L_b)} k_u \quad (5-37)$$

当横向位移与短边平行时

$$F_{Ls} = \frac{K_1 L_s^2 y_s}{4n L_u (L_u - L_b)} k_u \quad (3-38)$$

### 2.4.3 两种模型公式的比较

在矩形膨胀节常用的几何参数  $h/W = 1 \sim 2$ ,  $r_1/h = 0.25 \sim 0.125$  范围内, 两种模型的经向弯曲应力和单波轴向刚度计算公式的比较可见表5-1, 由表可看出, 按当量圆模型的 M.W.Kellogg 公式无论是经向弯曲应力还是单波轴向刚度的计算值都比以梁为模型的EJMA公式计算值高, EJMA的计算公式在考虑转角影响引起的应力集中的情况下, 计算模型虽更接近实际产品, 计算较准确, 但是这些转角产生的应力集中系数较难确定。而用当量圆模型的 M.W.Kellogg 公式不计反应力集中系数和转角对刚度的影响, 计算较粗糙, 偏于保守, 但使用简便, 仍可作为矩形波纹管膨胀节的设计依据。

表 5-1 M.W.Kellogg/EJMA 两种模型的计算比值

项 目	$h/W(r/h)$		应用公式号
	1.0(0.25)	2.0/(0.125)	
位移产生的经向弯曲应力之比	1.11	1.25	5-31/5-24
内压产生的经向弯曲应力之比	1.48	1.19	5-30/5-25
刚度之比	1.11	1.21	5-33/5-28

### 参 考 文 献

- Standards of The Expansion Joint Manufacturers Association, Inc. 1993
- Roark, Raymond J. & Young, Warren C. Formulas for Stress and Strain. 5th Ed. McGraw-Hill Inc., New York. 1975:96
- A. C. Weinstein. The Effects of Corner Geometry in Rectangular Bellows Expansion joints. ASME PVP. 1989, 168:95~97
- 黎廷新, 李建国主编. 波纹管膨胀节译文集. “压力容器膨胀节”. 中国机械工程学会压力容器学会: 19-49

## 第 6 章 非金属波形膨胀节

非金属膨胀节主要有橡胶膨胀节、聚四氟乙烯膨胀节和纤维膨胀节等，常用于某些特定的管系中。

### 1 橡胶膨胀节

#### 1.1 橡胶膨胀节的结构与应用

橡胶膨胀节一般是由两端带橡胶凸缘的光滑波形补偿元件与金属法兰组成。金属法兰常采用活套式的。波形补偿元件表面为橡胶，内层为数层强力纤维或钢带（丝）加强的夹层。在制作过程中，有些生产厂用轮胎帘布作为加强层。加强纤维或钢带（丝）等加强夹层一直延伸到两端橡胶凸缘。凸缘内有硬钢丝骨架。波形补偿元件内外表面必须光滑，结构见图 6-1。

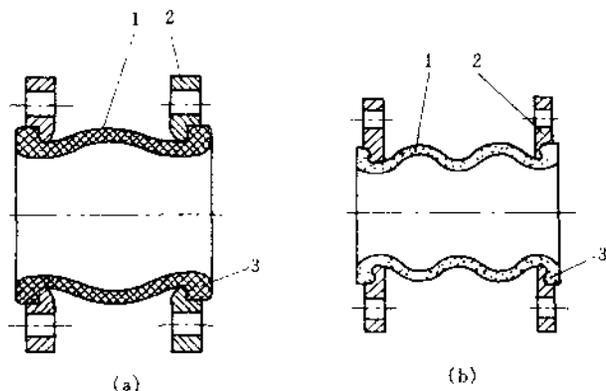


图 6-1 橡胶膨胀节

(a) 单波结构；(b) 双波结构

1—补偿元件；2—法兰；3—钢丝圈

橡胶膨胀节有较大的位移补偿能力，可以进行轴向、横向和角向位移的补偿，有降低噪声、减小振动和一定的抗腐蚀能力。同时，通过不同橡胶品种的选配并用，改善橡胶的性能，可使橡胶膨胀节适用于多种介质，故在工业生产中已得到广泛应用。但橡胶膨胀节不宜在高温条件下使用，许用温度范围较小，承载能力低，易受油脂浸胀和存在自然老化现象等。

## 1.2 橡胶膨胀节的质量要求

(1) 应根据所接触的介质性质, 选择合适的橡胶材料, 并按图样和技术要求进行加工。

(2) 橡胶补偿元件的加工设备、模具应保证良好的精度, 同时应准确地计算橡胶的收缩率, 以保证产品的尺寸符合要求。

(3) 橡胶补偿元件压制时, 要保证排气完全, 胶料要干净, 未受脏污, 无杂质, 不应使用过期胶料, 模具要清理干净, 产品不得有局部凹陷、麻点, 表面和内部不得有气泡, 制品上不得有裂纹、裂口、离层、孔眼、接头痕迹等缺陷。

(4) 橡胶膨胀节应按 1.5 倍的设计压力进行耐压试验。试验方法与金属膨胀节的试验方法相同, 要求无泄漏, 无异常变形。

(5) 橡胶膨胀节爆破试验的爆破压力应大于等于 3 倍的设计压力。试验时, 达到 3 倍设计压力而未爆破时, 可不继续进行爆破试验。

## 2 聚四氟乙烯膨胀节

### 2.1 聚四氟乙烯膨胀节的结构

我国推荐的 GB/T 15700—95《聚四氟乙烯波纹补偿器通用技术条件》标准, 规定了聚四氟乙烯波纹膨胀节的产品分类、技术要求、检验方法、检验规则以及标志、包装、运输和贮存, 但未给出设计计算公式。标准包容了三种结构类型的聚四氟乙烯膨胀节。其中 I 类为聚四氟乙烯波纹膨胀节, II 类为聚四氟乙烯外包橡胶加强膨胀节 (橡胶复合膨胀节), III 类为聚四氟乙烯外包金属加强膨胀节 (金属复合膨胀节), 详见图 6-2。其中图 (a) 的补

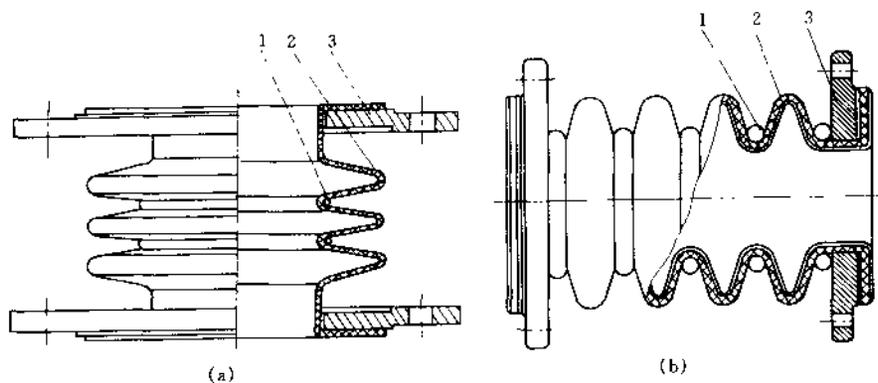


图 6-2 聚四氟乙烯膨胀节

(a) 聚四氟乙烯膨胀节; (b) 外包聚四氟乙烯膨胀节

1—加强圈; 2—补偿元件; 3—法兰

偿元件为聚四氟乙烯（Ⅰ类），图（b）的补偿元件为聚四氟乙烯外包橡胶加强层（Ⅱ类）。

聚四氟乙烯膨胀节总体结构与金属波纹管膨胀节基本相似，但其波纹管的波形主要有 C 形、梯形等。聚四氟乙烯膨胀节的结构与使用条件有关。当直径较小且操作压力较低时，可选单层聚四氟乙烯膨胀节，当直径较大且操作压力较高时，可选用带加强层的复合膨胀节。

因为材料的关系，聚四氟乙烯膨胀节的连接法兰一般采用活套结构。

## 2.2 聚四氟乙烯膨胀节的质量要求

### 2.2.1 材料性能要求

聚四氟乙烯膨胀节的所有制造材料都应符合国家有关标准的规定，并应有相应的材料合格证书。

聚四氟乙烯波纹管筒体毛坯的性能应满足表 6-1 的要求，耐电压值应满足表 6-2 的要求。

表 6-1 聚四氟乙烯波纹管筒体毛坯的性能

项 目	指 标	注
密度, kg/m <sup>3</sup>	2100—2300	
抗拉强度, MPa	≥15	周向
断裂伸长率, %	≥150	周向

表 6-2 聚四氟乙烯波纹管筒体毛坯的耐电压值

壁厚 $\delta$ , mm	试验电压, kV	频率, Hz
$\delta < 1.0$	≥10	$1.6 \times 10^6$
1.0—2.0	≥15	
$\delta > 2.0$	≥20	

聚四氟乙烯波纹管的圆筒毛坯不允许有分层、针孔、气泡、裂纹等缺陷存在。圆筒毛坯厚度公差参照 ZBG 33002 的规定。

### 2.2.2 零部件制造要求

聚四氟乙烯膨胀节应按规定程序批准的图样和技术文件进行制造。

由聚四氟乙烯或聚四氟乙烯外包橡胶加强层制成的波纹管，其波高、波距的尺寸公差控制在基本尺寸的  $\pm 8\%$  以内，且不得大于  $\pm 5\text{mm}$ 。内径未注尺寸公差的应符合 GB 1804-V 级要求。当用橡胶层加强时，其外包橡胶层不应有裂纹、气泡、脱层等缺陷。

带有加强的波纹管，其内衬（聚四氟乙烯波纹管）和加强外壳间应贴合，内衬波纹管及其他部位应无异常变形。

聚四氟乙烯膨胀节波纹管的翻边密封面应平整，不得有大于板厚负偏差的刻痕和凹凸皱纹。小于板厚负偏差的划痕、凹凸皱纹，应修磨平整。膨胀节的活套法兰面不允许有焊渣、焊瘤、毛刺、径向划痕等缺陷。聚四氟乙烯膨胀节的制造长度公差应不超过表 6-3 的要求。

表 6-3 聚四氟乙烯

膨胀节长度公差	
自由长度	公差
≤1000	±4
>1000	±6

表 6-4 聚四氟乙烯膨胀节试验压力值

结构类型	设计温度,℃	试验压力,MPa
I类(不带外加强层)	-50~50	1.5P
	51~120	2.0P
	121~180	2.7P
II、III类(带外加强层)		1.5P

注: P—设计压力,MPa。

### 2.2.3 性能试验要求

#### (1) 耐压性能试验

聚四氟乙烯膨胀节应通过耐压试验,耐压试验压力,根据膨胀节补偿元件的结构类型决定(见表6-4)。

当公称直径大于等于1200mm时,耐压试验按合同要求。

进行压力试验时,压力应缓慢上升,达到设计压力后再逐级加压,每级压差不超过试验压力的10%,加压至规定的试验压力后,应保压10分钟,并检查各部位,应无损伤,无渗漏,波纹应无异常变形。

#### (2) 密封性能试验

聚四氟乙烯膨胀节应有良好的密封性能,对于工作介质是易燃、易爆、中等危害以上的有毒介质,以及有真空要求时,应进行气密试验。试验时,各部位应无泄漏,波纹无异常变形。试验压力取1.05倍设计压力。

#### (3) 耐真空性能试验

对于聚四氟乙烯波纹管外带橡胶或金属加强层的膨胀节,应有耐真空性能,并进行耐真空试验。

进行耐真空试验时,将膨胀节两端固定并密封,一端装有观察内衬的视镜,另一端抽真空。试验在常温下进行,真空性能应符合表6-5的要求。保压2小时后,内衬无异常变形和破损。

表 6-5 聚四氟乙烯膨胀节真空试验压力值

公称直径,mm	50~80	100	150	200	250
试验压力,MPa	$6.7 \times 10^{-4}$	$6.7 \times 10^{-4}$	$1.3 \times 10^{-3}$	$1.9 \times 10^{-2}$	$3.3 \times 10^{-2}$
公称直径,mm	300	350	400~450	500~700	≥800
试验压力,MPa	$4 \times 10^{-2}$	$4.7 \times 10^{-2}$	$5.3 \times 10^{-2}$	$9 \times 10^{-2}$	$1 \times 10^{-1}$

#### (4) 耐温度变化性能试验

聚四氟乙烯膨胀节应具有耐温度循环变化的能力。进行耐温度变化试验时,将膨胀节两端固定后,置于加热装置中,加热到 $(180 \pm 10)^\circ\text{C}$ (带橡胶加强层时,加热温度按合同),保温2小时后取出,置于空气中冷却至室温,

重复试验三次后检查, 应无异常变形和破裂。

#### (5) 耐压爆破性能试验

按要求, 聚四氟乙烯膨胀节的爆破压力不低于设计压力的三倍。爆破试验方法与耐压试验相同。

#### (6) 耐疲劳性能试验

聚四氟乙烯膨胀节工作过程中, 所承受的载荷也是交变的, 因此, 也应考核其抗疲劳性能, 疲劳试验方法同金属膨胀节。

上述耐压试验和密封试验是产品出厂试验要求, 耐真空、耐温度循环变化、爆破试验和疲劳试验为产品型式试验要求。

### 3 纤维织物膨胀节

纤维织物膨胀节, 其补偿元件一般是由纤维织物及外涂树脂或橡胶等物质的织物制成。纤维织物的种类很多, 常用的有石棉纤维、玻璃纤维、聚脂纤维、陶瓷纤维等织品。外涂的物质, 如有机硅树脂、海帕伦(塑料)、氟橡胶、氯丁橡胶等。纤维织物和外涂层的材料可根据使用场合的具体操作条件来选择。纤维织物膨胀节允许工作温度较高(可达 $1200^{\circ}\text{C}$ ), 适用工作温度范围也较大。但工作压力一般较低, 常在 $0.1\text{MPa}$ 以下。

纤维织物膨胀节的断面可以是圆形、椭圆形、矩形等。可以用法兰或焊接连接方式与管道连接。纤维织物膨胀节的结构见图6-3。其中图(a)为未设隔热层结构, 一般用于温度较低场合( $150^{\circ}\text{C}$ 以下); 图(b)为带隔热层的结构, 适用于温度较高的场合。

纤维织物膨胀节应按安装使用说明书要求正确安装维护。安装前应检查

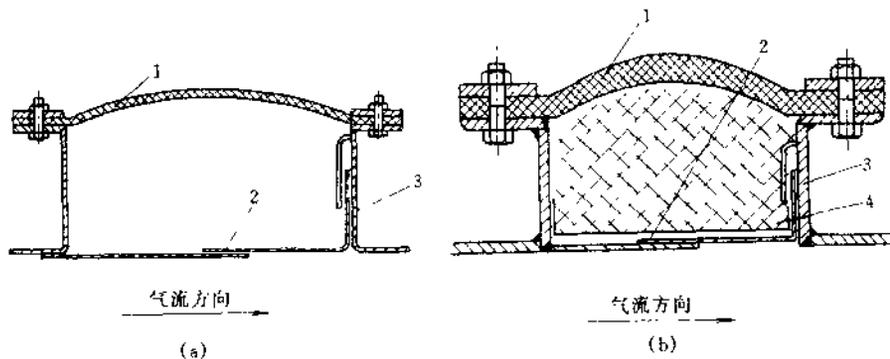


图 6-3 纤维织物膨胀节结构示意图

(a) 未设隔热层; (b) 带隔热层

1—补偿元件; 2—导流档板; 3—构架; 4—隔热层

其型号规格,必须与设计要求一致。安装时应注意膨胀节上标明的气流方向,使之与管道气流方向一致。膨胀节与管道采用焊接方法连接时,在膨胀节就位后应先将一端点焊固定,再点焊固定另一端,确认安装位置正确无误,进行整圈焊接。当用法兰与管道相连时,应选用符合介质温度要求的密封垫片。在安装使用过程中,应特别注意防止非金属补偿元件被重物撞击和锐器划伤刺破。焊接时,要防止飞溅物和引弧损伤补偿元件。安装时,不允许用补偿元件的压缩、拉伸和扭转变形等强行调整来弥补管道安装误差,以保证膨胀节良好的工作状态。

### 参 考 文 献

- 1 《橡胶工业手册》编写小组. 橡胶工业手册. 第一分册. 北京: 化学工业出版社, 1984
- 2 虞福荣编著. 橡胶模具设计制造与使用. 北京: 机械工业出版社, 1993
- 3 朱敏庄编著. 橡胶工艺学. 广州: 华南理工大学出版社, 1993
- 4 上海铁道学院主编. 合成材料. 北京: 中国铁道出版社, 1981
- 5 石安富, 龚云表编著. 工程塑料. 上海: 上海科学技术出版社, 1986
- 6 中国腐蚀与防腐学会主编. 耐腐蚀塑料. 北京: 化学工业出版社, 1987

## 第7章 膨胀节的选型

### 1 膨胀节的分类

#### 1.1 按结构分类

##### 1.1.1 单式普通型膨胀节

###### (1) 带拉杆的单式普通型膨胀节

其结构见图 7-1 (a)，用于吸收横向位移和拉杆内的轴向位移。特点是拉杆可以吸收压力产生的推力，但波纹管的有效长度较小，只能吸收较小的横向位移。

###### (2) 不带拉杆的单式普通型膨胀节

其结构见图 7-1 (b)，用于吸收轴向位移。不能吸收压力产生的推力。

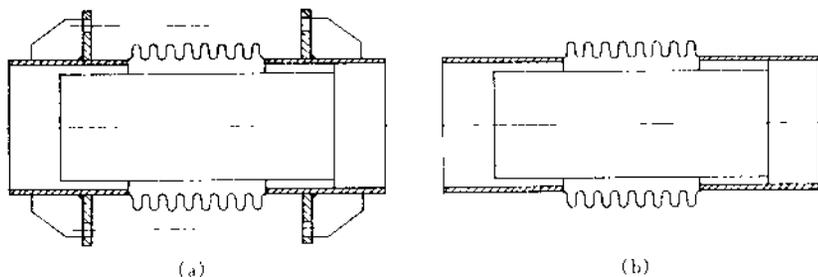


图 7-1 单式普通型膨胀节

(a) 带拉杆的单式普通型膨胀节；(b) 不带拉杆的单式普通型膨胀节

##### 1.1.2 复式万能型膨胀节

###### (1) 带长拉杆的复式万能型膨胀节

其结构见图 7-2 (a)，用于吸收横向位移和拉杆内的轴向位移。二组波纹之间的长度越长，吸收的横向位移就越多，但拉杆也要相应增长，由于刚度的限制，拉杆不能太长。

###### (2) 带短拉杆的复式万能型膨胀节

其结构见图 7-2 (b)，用于吸收横向位移和轴向位移。由于没有拉杆的限制，二组波纹管之间的长度可以很长，因此，可以吸收较大的横向位移和轴向位移。但压力产生的推力要由主固定支架承受。

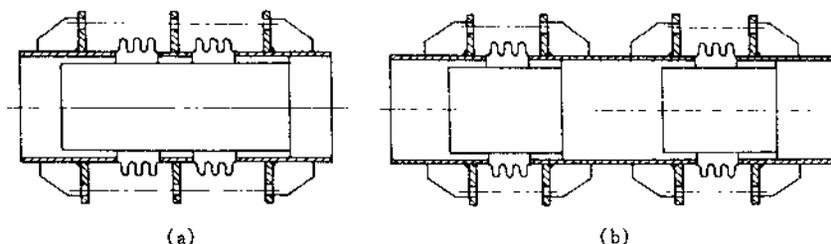


图 7-2 复式万能型膨胀节

(a) 带长拉杆的复式万能型膨胀节；(b) 带短拉杆的复式万能型膨胀节

### 1.1.3 单式铰链型膨胀节

#### (1) 平面单式铰链型膨胀节（简称单式铰链型膨胀节）

其结构见图 7-3 (a)，常用于 L 形、 $\pi$  形、平面 Z 形管道中，设置二个以上的单式铰链型膨胀节，以吸收横向和轴向位移，压力产生的推力由铰链吸收。

#### (2) 万向单式铰链型膨胀节（简称万向型膨胀节）

其结构见图 7-3 (b)，可以吸收任意方向的角位移，通常与单式铰链型膨胀节组合用于立体 Z 形管道中，吸收任意方向的位移，压力产生的推力由铰链吸收。其缺点是环板所受的力矩较大，环板的设计厚度很厚，较笨重。

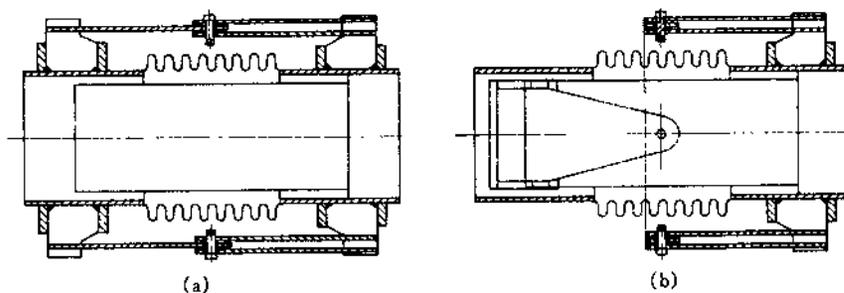


图 7-3 单式铰链型膨胀节

(a) 平面单式铰链型膨胀节；(b) 万向单式铰链型膨胀节

### 1.1.4 复式铰链型膨胀节

#### (1) 平面复式铰链型膨胀节（简称复式铰链型膨胀节）

其结构见图 7-4 (a)，用于 L 形、平面 Z 形管道，吸收横向位移。拉板比复式万能型的长拉杆刚性好，可用较长的拉板，吸收较多的横向位移和轴向位移，其缺点是只能吸收平面的位移。

#### (2) 万向复式铰链型膨胀节（简称复式万向型膨胀节）

其结构见图 7-4 (b)，由于在铰链中应用了销块，可吸收任意方向的位

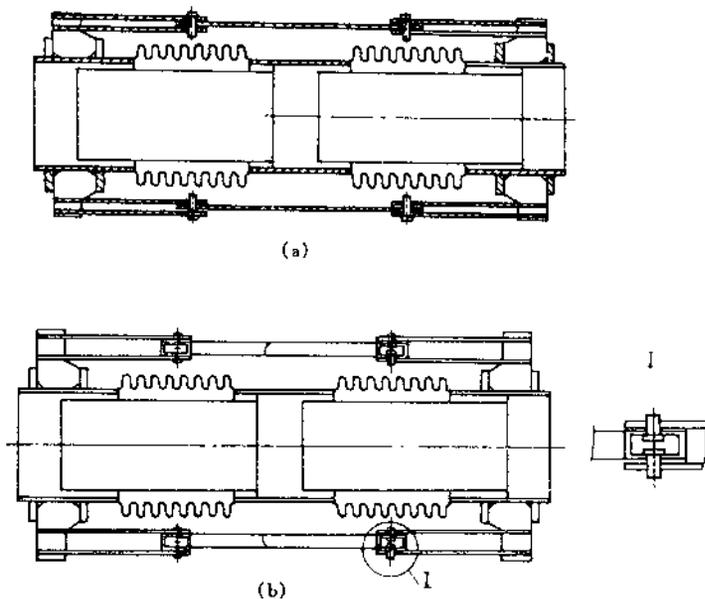


图 7-4 复式铰链型膨胀节

(a) 平面复式铰链型膨胀节; (b) 万向复式铰链型膨胀节

移。常用于立面 Z 形管道。

## 1.2 按用途分类

### 1.2.1 轴向型膨胀节

用于吸收轴向位移的膨胀节,主要有不带拉杆的单式普通膨胀节 [见图 7-1(b)] 和轴向型膨胀节 (见图 7-5) 两种

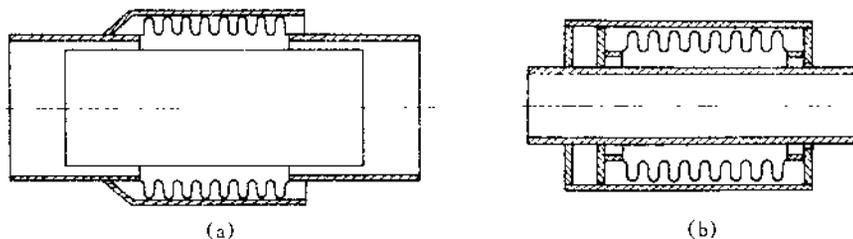


图 7-5 轴向型膨胀节

(a) 内压轴向型膨胀节; (b) 外压型轴向型膨胀节

受外压作用下,膨胀节的柱稳定性比内压作用时为好,但外压型轴向型膨胀节的结构比较复杂,因此,只有当所需要波数较多、内压下会发生柱失稳时,才采用外压轴向型膨胀节。

## 1.2.2 横向位移膨胀节

用于吸收横向位移的膨胀节。主要有复式万能型膨胀节、带拉杆的单式普通膨胀节、复式铰链型膨胀节等。

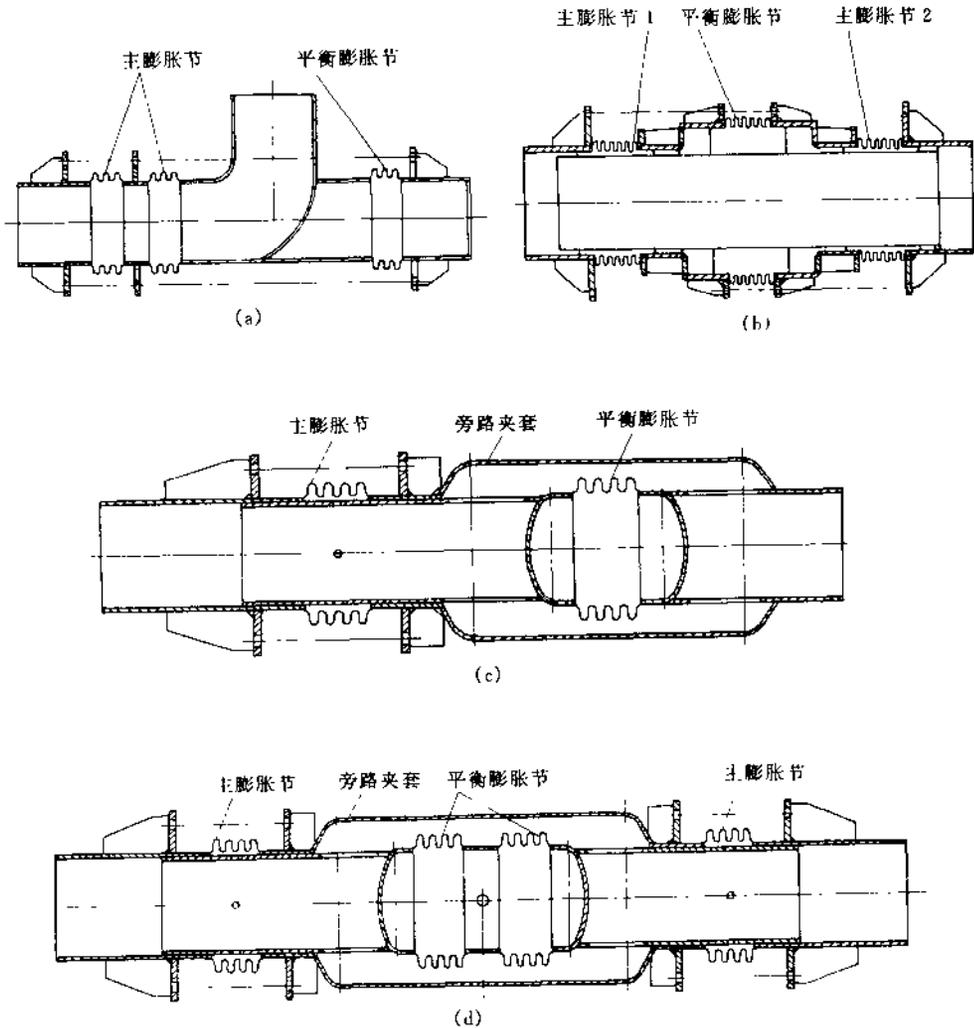


图 7-6 压力平衡型膨胀节

(a) 弯管式压力平衡型膨胀节；(b) 直管式压力平衡型膨胀节；(c) 单式旁路轴向压力平衡型膨胀节；(d) 复式旁路轴向压力平衡型膨胀节

### 1.2.3 角位移膨胀节

用于吸收角位移的膨胀节。主要为铰链型膨胀节。常常由二个或二个以上组合起来使用，吸收横向位移。

### 1.2.4 压力平衡型膨胀节

能够平衡压力产生的推力，用于不允许有较大的推力的场合。主要类型有弯管压力平衡型膨胀节、直管压力平衡型膨胀节、旁路轴向压力平衡型膨胀节（见图 7-6）。

弯管压力平衡型膨胀节用于有弯曲的管道，例如，设备出口处等。直管压力平衡型膨胀节和旁路轴向压力平衡型膨胀节用于直管道，直管压力平衡型膨胀节要用二种不同规格的波纹管，而且一种规格的平均直径是另一种的 1.4 倍，因此，体积大、成本高。旁路轴向压力平衡型膨胀节用一种规格的波纹管，体积小、成本低，如采用复式旁路轴向压力平衡型膨胀节，其柱失稳波数比前者增加一倍，因为中间二组波纹管受外压作用，稳定性好，二组受内压的波纹管，因为中间有二个支点支撑，每组可视为两端固定，计算

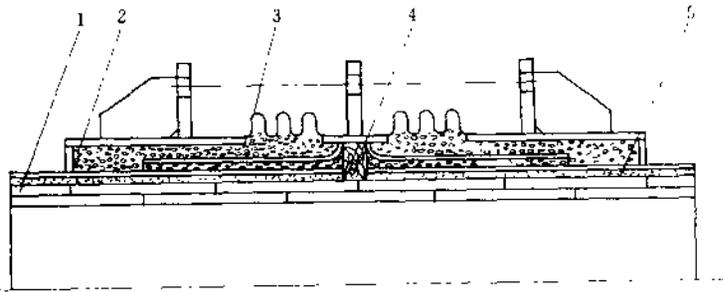


图 7-7 高炉用膨胀节

1—耐火砖；2—隔热材料；3—波纹管；4—隔热材料绳；5—耐火泥

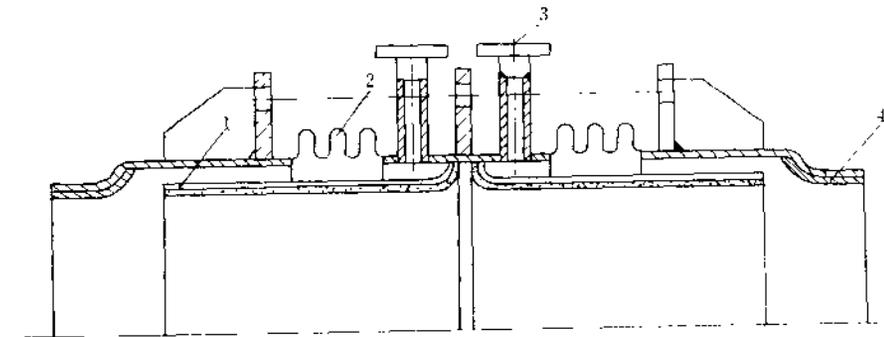


图 7-8 催化裂化装置用膨胀节

1—导流筒；2—波纹管；3—蒸汽管；4—耐磨衬里

柱失稳波数时,只计一组的波数。

### 1.2.5 高温用膨胀节

一般情况下,膨胀节的主要元件波纹管都在高应力下工作,波纹管材料在高温下容易产生蠕变,疲劳寿命大大降低。因此,介质温度高于波纹管材料的蠕变温度时,就应采用隔热的方法,例如,高炉用膨胀节(见图 7-7)或者采用蒸汽降温的方法,例如,催化裂化装置用膨胀节(见图 7-8),以降低波纹管材料的壁温,使波纹管在安全的温度下工作。

## 2 膨胀节的选型

### 2.1 符号说明

- $x$  ——  $x$  (轴) 向位移, mm;  
 $y$  ——  $y$  向位移, mm;  
 $z$  ——  $z$  向位移, mm;  
 $y_1$  —— 横向位移 ( $y_1 = \sqrt{y^2 + z^2}$ ), mm;  
 $\varphi$  —— 偏转角, °;  
 $\Delta_x$  —— 轴向总位移, mm;  
 $\Delta_y$  —— 横向位移产生的当量轴向位移, mm;  
 $\Delta_\varphi$  —— 角偏转产生的当量轴向位移, mm;  
 $\Delta$  —— 总位移, mm;  
 $\Delta_{\text{额定}}$  —— 膨胀节按一定疲劳寿命确定的额定位移, mm;  
 $A$  —— 膨胀节的平均截面积, mm<sup>2</sup>;  
 $P$  —— 设计压力, MPa;  
 $K_w$  —— 膨胀节的工作总刚度<sup>●</sup>, N/mm;  
 $\Delta_t$  —— 安装温度与工作温度差, °C;  
 $\alpha$  —— 材料线膨胀系数, 1/°C;  
 $F_{\Delta x}$  ——  $x$  (轴) 向位移所产生的力, N;  
 $F_{\Delta y}$  ——  $y$  向位移所产生的力, N;  
 $F_{\Delta z}$  ——  $z$  向位移所产生的力, N;  
 $F_{\varphi x}$  —— 角位移在  $x$  向所产生的力, N;

● 当位移较少, 位移产生的应力在材料弹性区域时, 膨胀节产生轴向变形所需的力与变形成线性关系。但在额定位移时, 往往进入塑性区域, 作用力与变形成非线性关系, 这时的工作刚度比理论值要小。因此, 在要求较高的场合, 工作总刚度应由制造厂根据试验确定。如果要求不高, 可用理论刚度代替。

- $F_{\varphi y}$ ——角位移在  $y$  向所产生的力, N;  
 $F_{\varphi}$ ——角位移所产生的力, N;  
 $F_{\tau}$ ——横向挠曲所产生的剪力 ( $y, z$  向的合成位移  $y$  所产生的合力), N;  
 $M_{\tau}$ ——横向挠曲作用于波纹管两端的力矩, N·m;  
 $M_{\varphi}$ ——角位移所产生的力矩, N·m;  
 $K_l$ ——决定因横向挠曲产生的当量轴向位移与比值  $L/(2nq)$  之间的关系的系数, 即  $K_l = \frac{3L(L+l)}{3L^2+l^2}$   
 $h$ ——波高, mm;  
 $W$ ——波距, mm;  
 $D_m$ ——波纹管平均直径, mm;  
 $n$ ——一组波纹管的波数;  
 $l$ ——一个膨胀节的有效长度,  $l = nW$ , mm;  
 $L$ ——复式铰链膨胀节销轴之间的距离或万能膨胀节两组波纹管中心间的距离, mm;  
 $L_1, L_2, L_3 \sim L_n$ ——膨胀节与第一、第二、第三个至第  $n$  个导向管架之间的距离, mm;  
 $I$ ——管子的惯性矩,  $\text{mm}^4$ ;  
 $A_1$ ——管子的内截面积,  $\text{mm}^2$ ;  
 $E$ ——管子材料的弹性模量, MPa;  
 $F_x$ ——管架  $x$  方向所受的力, N;  
 $F_y$ ——管架  $y$  方向所受的力, N;  
 $F_z$ ——管架  $z$  方向所受的力, N;  
 $M_x$ ——管架  $yo z$  平面所受的力矩, N·mm;  
 $M_y$ ——管架  $xoz$  平面所受的力矩, N·mm;  
 $M_z$ ——管架  $xoy$  平面所受的力矩, N·mm;  
 $\mu$ ——管道与管架的摩擦系数;  
 $G$ ——管道及其附件的质量, N;  
 $v$ ——介质流速, mm/s;  
 $\rho$ ——介质密度,  $\text{g}/\text{mm}^3$ ;  
 $g$ ——重力加速度,  $\text{g}/\text{s}^2$ ;  
 $\vartheta$ ——弯管与轴线的夹角, 度。

## 2.2 管架的设置和受力计算

管架的作用是把管系分成若干各自约束的管段, 限制和控制管段内的膨

胀节所吸收的位移量，并且承受膨胀节所产生的力。

### 2.2.1 管架受力计算的假设

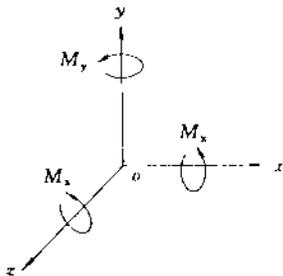


图 7.9 坐标系

- (1) 管系和膨胀节被正确地支承和导向。
- (2) 管系的质量和介质质量由支架支承。
- (3) 管系与导向架、支架等的摩擦力为零。
- (4) 管系的坐标原点位于所考虑的点上。
- (5) 管道弯曲所产生的力和力矩忽略不计。
- (6) 管系处于静力平衡，即：

$$\sum F_{x,y,z} = 0, \sum M_{x,y,z} = 0$$

在图 7-9 的坐标系中，采用“右手法则”，

所得到的力矩方程为：

$$M_x = F_z L_y - F_y L_z = 0, M_y = F_x L_z - F_z L_x = 0, M_z = F_y L_x - F_x L_y = 0$$

### 2.2.2 主固定管架

承受管系中由内压产生的推力的管架称为主固定管架。图中以符号☒表示。管系安装一个或几个普通型膨胀节或带短拉杆的复式万能型膨胀节时，在管系的端点、分支点、弯曲点等处要安装主固定管架。

主固定管架除承受压力产生的推力外，还有膨胀节位移产生的弹性反力或力矩、导向管架和支架等产生的摩擦力，此外还有管道、管路附件、保温材料和质量，以及风载荷、流体通过弯管产生的离心力等。

#### (1) 直管道主固定管架的受力

$$F = F_p + F_\Delta + F_F + F_G \quad (7-1)$$

式中， $F_p = P A$ ； $F_\Delta = K_w \Delta$ ； $F_F = \mu G$ ； $F_G = G$

#### (2) 弯曲处管道主固定管架的受力

除上述四种力外，还有离心力  $F_p$

$$F_p = \frac{2A_1 \rho V^2}{g} \sin \frac{\theta}{2}$$

$$F = F_p + F_\Delta + F_F + F_G + F_p \quad (7-2)$$

### 2.2.3 次固定管架

承受内压产生的推力以外的载荷的管架称为次固定管架。图中以符号×表示。

在管系中安装带长拉杆的复式万能型膨胀节、铰链型膨胀节和压力平衡型膨胀节时，其内压产生的推力由膨胀节的拉杆或铰链销支承，或者被膨胀节平衡，这时，可设置次固定管架，次固定管架承受的推力为

$$F = F_\Delta + F_F \quad (7-3)$$

### 2.2.4 导向管架

对管系的正确支承,不仅是对作用于管道上的静载荷和动载荷进行正确的支承,也包括在膨胀节的连接部位对膨胀节提供正确的支承。为了保证位移正确地施加到膨胀节上,并避免管系失稳,必须设置导向管架。以下推荐的导向架是最少的,通常还根据实际情况在导向支架中间增设其他一些管道支架。

(1) 轴向位移的导向管架(图中以符号—表示)

轴向位移的导向管架是为了保证膨胀节的位移沿着轴向伸缩,通常须考虑承受总轴向载荷的25%。导向管架与管子的间隙可参照下列推荐值选用。

管径 $\leq 100\text{mm}$ 时,间隙为1.5mm;管径 $> 100\text{mm}$ 时为3mm。

膨胀节与第一个导向管架之间的距离为管子外径4倍,第二个与第三个导向管架之间的距离为管子外径14倍,其余导向架之间的距离由式(7-4)求得。

$$L_{3..n} = 1572 \sqrt{\frac{EI}{P \Delta \pm K_w \Delta}} \quad (7-4)$$

式中,拉伸时,取 $-|K_w \Delta|$ ;压缩时,取 $+|K_w \Delta|$ 。

式(7-4)是根据欧拉公式得出的,其值为两端铰支压杆稳定的临界长度的一半。

(2) 侧向位移和角位移的导向管架

在侧向位移和角位移的情况下,导向管架与管子的间隙除了符合轴向位移导向架的要求外,还要考虑某方向管子变形的附加间隙 $c$ ,

以允许管道在设计范围内侧向位移和角位移。其结构见图7-10。

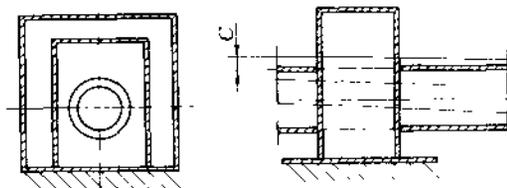


图 7-10 侧向位移和角位移的导向管架

### 2.2.5 管道支架

管道支架的设置是为了支承管道、管路附件、保温材料和介质等质量,同时又能允许管道自由位移。弹簧吊架、管环、U形螺栓、辊子支架等是常用的管道支架。

### 2.3 膨胀节的选型

本书第4章中已介绍膨胀节的设计,在一定条件下计算出的位移量是一定的,选型时称这个位移量为额定位移量。一个膨胀节的额定位移量是有限的,但是,选用不同类型的膨胀节和不同的布置方式,其补偿能力是不同的。膨胀节选型的目的是选用合理的膨胀节类型和布置方式,使其补偿能力

最大,或者,补偿能力一定时,选用最少的膨胀节。同时还要满足管架的受力要求。本章以一些常用的管段为例,说明膨胀节的选型方法及其管架受力计算。

### 2.3.1 直管段膨胀节的选型

#### (1) 选择一个单式普通型膨胀节

其布置方式见图 7-11。

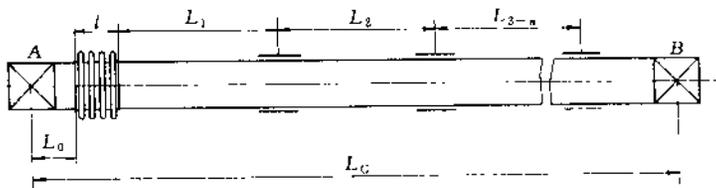


图 7-11

#### ① 位移计算

$$x = \alpha \Delta_t L_G$$

$$\Delta_x = x$$

选用一个单式普通型膨胀节,要求膨胀节的  $\Delta_{\text{额定}} \geq \Delta_x$ 。

#### ② 固定管架受力计算

内压产生的推力  $F_p = PA$

位移产生的推力  $F_{\Delta x} = K_w \Delta_x$

主固定管架 A 的推力  $F_x = -(F_p + F_{\Delta x})$

主固定管架 B 的推力  $F_x = F_p + F_{\Delta x}$

#### ③ 导向管架的间距计算

$$L_1 \leq 4d_1$$

$$L_2 \leq 14d_1$$

$$L_{3-n} = 1572 \sqrt{\frac{EI}{PA + K_w \Delta}}$$

#### (2) 选择二个相同的单式普通型膨胀节

其布置方式见图 7-12。

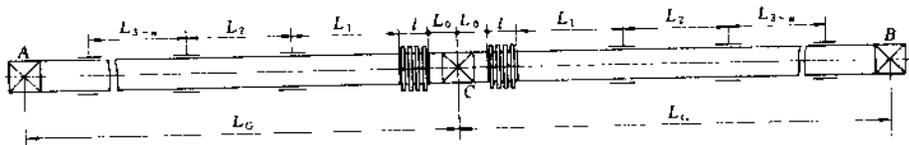


图 7-12

#### ① 位移计算

$$x = \alpha \Delta_t L_G$$

$$\Delta_x = x$$

选用二个单式普通型膨胀节, 要求每个膨胀节的  $\Delta_{\text{额定}} \geq \Delta_x$ 。

### ② 固定管架受力计算

内压产生的推力  $F_p = PA$

位移产生的推力  $F_{\Delta x} = K_w \Delta_x$

主固定管架 A 的推力  $F_x = -(F_p + F_{\Delta x})$

主固定管架 B 的推力  $F_x = F_p + F_{\Delta x}$

次固定管架 C 的推力  $F_x = \pm F_{\Delta x}$

由于 AC 和 BC 对称, 正常操作时, 受力互相抵消。但是, 刚开始时, 一端先受热膨胀, 另一端还未受热, 二端受热膨胀不同, 因此, 考虑一个膨胀节的位移产生的反力较安全。

导向管架的间距计算同 2.2.1 节③

### (3) 选择一个直管式压力平衡型膨胀节

其布置方式见图 7-13。

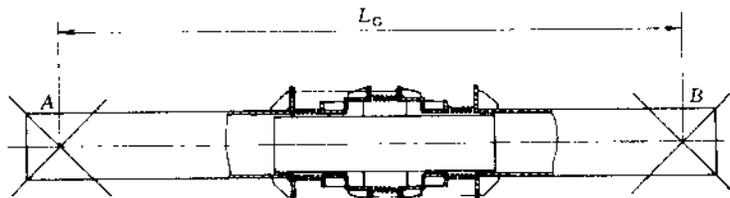


图 7-13

### ① 位移计算

$$x = \alpha \Delta_t L_G$$

$$\Delta_x = x$$

选用一个直管式压力平衡型膨胀节, 要求主膨胀节的  $\Delta_{\text{额定}} \geq \Delta_x$ 。

### ② 管架受力计算

位移产生的推力  $F_{\Delta x} = (2K_{w1} + K_{w2})\Delta_x$

式中,  $K_{w1}$  为主膨胀节的工作刚度,  $K_{w2}$  为平衡膨胀节的工作刚度。

次固定管架 A 的推力  $F_x = -F_{\Delta x}$

次固定管架 B 的推力  $F_x = F_{\Delta x}$

### (4) 选择一个旁路式压力平衡型膨胀节

其布置方式见图 7-14。

这种结构形式是前一种的改进, 利用一个旁路夹套代替一个平衡膨胀节, 可以降低成本, 结构比较紧凑, 其缺点是阻力较大, 流速较大时, 压力损失较大。

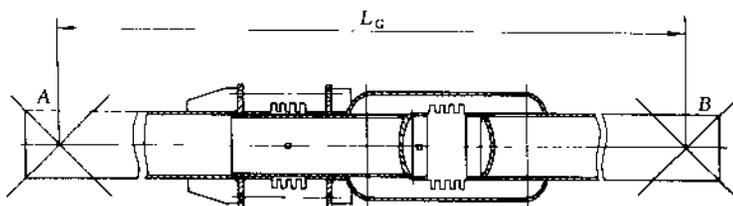


图 7-14

位移计算和管架受力计算方法同上节，位移产生的推力较小，可按下列式计算

$$F_{\Delta x} = 2K_w \Delta_x$$

### 2.3.2 有支管的直管段膨胀节的选型

将管道分为 AC、BC、CD 三段直管段，选用三个单式普通型膨胀节，分别安装在 AC、BC、DC 管段上。其布置方式见图 7-15。

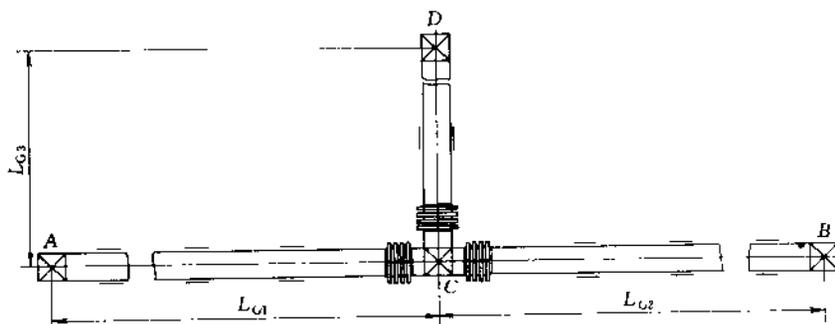


图 7-15

#### ① 位移计算

AC 段的位移  $\Delta_1 = \alpha \Delta_t L_{G1}$

BC 段的位移  $\Delta_2 = \alpha \Delta_t L_{G2}$

DC 段的位移  $\Delta_3 = \alpha \Delta_t L_{G3}$

要求膨胀节的额定补偿量分别不小于  $\Delta_1$ 、 $\Delta_2$ 、 $\Delta_3$ 。

#### ② 管架受力计算

位移产生的推力

$$F_{\Delta 1} = K_{w1} \Delta_1 \quad F_{\Delta 2} = K_{w2} \Delta_2 \quad F_{\Delta 3} = K_{w3} \Delta_3$$

内压产生的推力

$$F_p = P A$$

主固定支架 B 的受力

$$F_x = F_{\Delta 2} + F_p$$

主固定支架 C 的受力

$$F_{\Delta} = F_{\Delta 1} \text{ 或 } F_{\Delta 2} \quad (\text{取其中较大者})$$

$$F_x = F_{\Delta}$$

$$F_y = -(F_{\Delta 3} + F_p)$$

主固定支架 D 的受力

$$F_y = F_{\Delta 3} + F_p$$

③ 导向间距的计算同 2.2.1 节③

### 2.3.3 弯曲管段膨胀节的选型

选用一个单式普通型膨胀节，其布置方式见图 7-16。

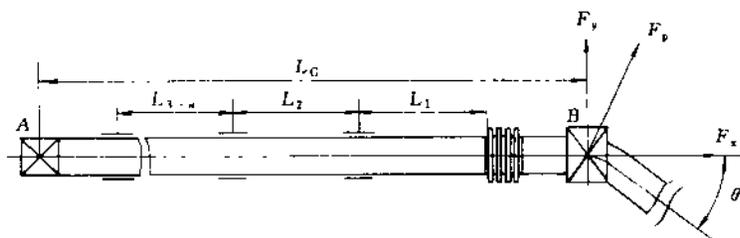


图 7-16

① 位移计算

$$\Delta = \alpha \Delta_t L_G$$

选用一个单式普通型膨胀节，要求膨胀节的  $\Delta_{\text{额定}} \geq \Delta$ 。

② 管架受力计算

内压产生的推力  $F_p = P A$

位移产生的推力  $F_{\Delta x} = K_w \Delta_x$

离心力  $F_{\rho} = \frac{2A_1 r V^2}{g} \sin \frac{\theta}{2}$

主固定管架 A 的推力

$$F_x = -(F_p + F_{\Delta x} + F_{\rho} \sin \theta)$$

$$F_y = -F_{\rho} \cos \theta$$

主固定管架 B 的推力

$$F_x = F_p + F_{\Delta x} + F_{\rho} \sin \theta$$

$$F_y = F_{\rho} \cos \theta$$

③ 导向间距的计算同 2.2.1 节③

### 2.3.4 L 形管段膨胀节的选型

(1) 选用一个带拉杆的单式普通型膨胀节

选用带拉杆的单式普通型膨胀节的缺点是膨胀节只能吸收拉杆内的轴向

位移和较小的横向位移。因为拉杆外的轴向位移要由管段  $L_2$  的变位来吸收，管架受力增加，所以要尽量增大拉杆的长度。其布置方式见图 7-17。

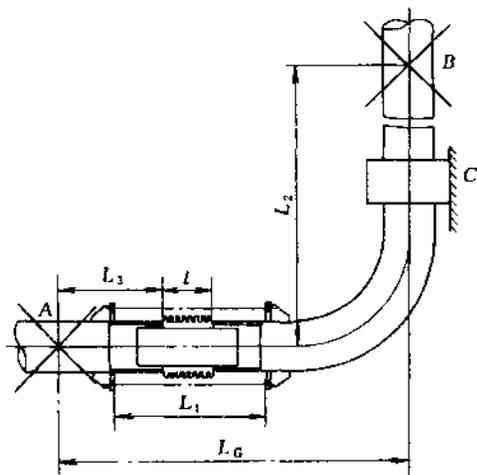


图 7-17

## ① 位移计算

$$x = \alpha \Delta_t L_1 \quad y = \alpha \Delta_t L_2$$

$$\Delta_x = x \quad \Delta_y = \frac{3D_m y}{l - x}$$

$$\Delta = \Delta_x + \Delta_y$$

要求膨胀节的  $\Delta_{\text{额定}} \geq \Delta$ 。

## ② 管架受力计算

$$F_{\Delta x} = 0$$

$$F_{\Delta y} = \frac{K_w D_m \Delta_y}{2l}$$

次固定管架 A 的推力

$$F_x = 0 \quad F_y = -F_{\Delta y} \quad F_z = 0$$

$$L_x = L_3 + \frac{l}{2} \quad L_y = 0 \quad L_z = 0$$

$$M_x = F_z L_y - F_y L_z = 0$$

$$M_y = F_x L_z - F_z L_x = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

次固定管架 B 的推力

$$F_x = 0, \quad F_y = F_{\Delta y}, \quad F_z = 0$$

$$L_x = - \left[ L_G - \left( L_3 + \frac{l}{2} \right) \right] \quad L_y = -L_2, \quad L_z = 0$$

$$M_x = F_z L_y - F_y L_z = 0$$

$$M_y = F_x L_z - F_z L_x = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

## (2) 选用安装一个不带拉杆单式普通型膨胀节

如果轴向位移较大时， $L_2$  太短，膨胀节也只能安装在轴向时，可采用不带拉杆的单式普通型膨胀节，其布置方式见图 7-18。这种布置方式的缺点是管架要承受内压产生的推力。

## ① 位移计算

$$x = \alpha \Delta_t L_1 \quad y = \alpha \Delta_t L_2$$

$$\Delta_x = x \quad \Delta_y = \frac{3D_m y}{l - x}$$

$$\Delta = \Delta_x + \Delta_y$$

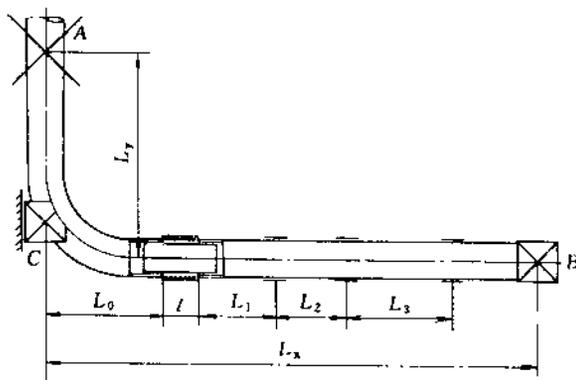


图 7-18

要求膨胀节的  $\Delta_{\text{额定}} \geq \Delta$ 。

② 管架受力计算

$$F_{\Delta x} = 0$$

$$F_{\Delta y} = \frac{K_w D_m \Delta_y}{2l}$$

$$F_p = P A$$

次固定管架 A 的推力

$$F_x = 0 \quad F_y = F_{\Delta y} \quad F_z = 0$$

$$L_x = L_0 + \frac{l}{2} \quad L_y = -L_2 \quad L_z = 0$$

$$M_x = F_z L_y - F_y L_z = 0$$

$$M_y = F_x L_z - F_z L_x = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

主固定管架 C 的推力

$$F_x = -(F_{\Delta x} + F_p) \quad F_y = F_{\Delta y} \quad F_z = 0$$

$$L_x = L_0 + \frac{l}{2} \quad L_y = 0 \quad L_z = 0$$

$$M_x = F_z L_y - F_y L_z = 0$$

$$M_y = F_x L_z - F_z L_x = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y = 0$$

主固定管架 B 的推力

$$F_x = F_{\Delta y} + F_p \quad F_y = -F_{\Delta y} \quad F_z = 0$$

$$L_x = -\left[ L_1 - \left( L_0 + \frac{l}{2} \right) \right] \quad L_y = 0 \quad L_z = 0$$

$$M_x = F_y L_y - F_y L_z = 0$$

$$M_y = F_x L_z - F_z L_x = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

③ 导向间距的计算方法同前。

(3) 选择二个单式铰链型膨胀节

如果横向位移较大时, 采用二个单式铰链型膨胀节, 其布置方式见图 7-19 (a)。变形后的情况见图 7-19 (b) 示意。内压产生的推力由铰链销吸收时, 管架的受力就小得多。这种布置方式, 只能吸收横向位移, 因此要安装在较短的管段上。轴向位移 ( $x$ ) 要由管段  $L_3$  的变位来吸收, 如果轴向位移太大, 管架受力要增加较大的力和力矩。

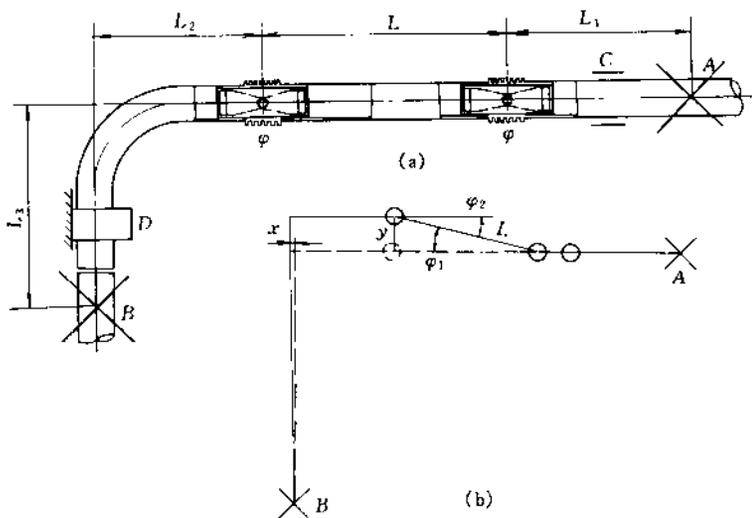


图 7-19

① 位移计算

$$y = \alpha \Delta_r L_3$$

$$\sin \varphi_1 = \frac{y}{L} \quad [\text{忽略了 } L_3 \text{ 的弯曲}]$$

$$\varphi_1 = \varphi_2$$

设  $\varphi = \varphi_1 = \varphi_2$  则

$$\varphi = \arcsin \frac{y}{L}$$

要求膨胀节的  $\varphi \leq \varphi_{\text{额定}}$ 。

或者根据  $\varphi_{\text{额定}}$  选用, 要求

$$L \geq \frac{y}{\sin \varphi_{\text{额定}}}$$

### ② 管架受力计算

$$\Delta_{\varphi} = \frac{D_m y}{2L}$$

$$M_{\varphi} = \frac{k_{\varphi} D_m \Delta_{\varphi}}{2L}$$

$$F_{\varphi} = \frac{2M_{\varphi}}{L}$$

次固定管架 A 的推力

$$F_x = 0, F_y = F_{\varphi}, F_z = 0$$

$$L_x = -\left(L_1 + \frac{L}{2}\right), L_y = 0, L_z = 0$$

$$M_x = 0, M_y = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

次固定管架 B 的推力

$$F_x = 0, F_y = -F_{\varphi}, F_z = 0$$

$$L_x = L_1 + \frac{L}{2}, L_y = 0, L_z = 0$$

$$M_x = 0, M_y = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

### ③ 导向架

C 为轴向导向架, D 为具有附加间隙的导向架, 它们与膨胀节的距离为

$$L_C = L_D = 0.6L$$

(4) 选用一个带长拉杆复式万能型膨胀节

当轴向位移、横向位移都比较大时, 可采用一个带长拉杆复式万能型膨胀, 其布置方式见图 7-20。但拉杆受刚度限制, 不能太长。

#### ① 位移计算

$$x = \alpha \Delta_1 L_2$$

$$y = \alpha \Delta_1 L_1$$

$$\Delta_x = x$$

$$\Delta_y = \frac{K_l D_m y}{2(L - 0.5x)}$$

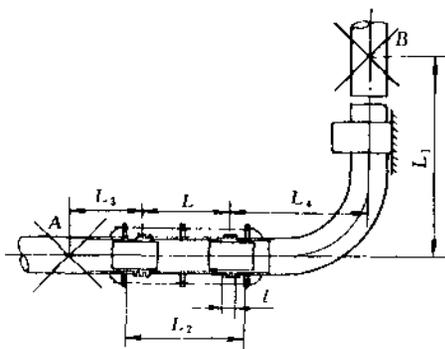


图 7-20

$$\Delta = \Delta_x + \Delta_y$$

要求膨胀节的  $\Delta_{\text{额定}} \geq \Delta$ 。

### ② 管架受力计算

$$F_{\Delta x} = K_w \Delta_x$$

$$F_{\Delta y} = \frac{K_w D_m \Delta_y}{2L}$$

次固定管架 A 的推力

$$F_x = F_{\Delta x}, F_y = -F_{\Delta y}, F_z = 0$$

$$L_x = L_3 + \frac{L}{2}, L_y = 0, L_z = 0$$

$$M_x = F_z L_y - F_y L_z = 0$$

$$M_y = F_x L_z - F_z L_x = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

次固定管架 B 的推力

$$F_x = -F_{\Delta x}, F_y = F_{\Delta y}, F_z = 0$$

$$L_x = -\left(L_4 + \frac{L}{2}\right), L_y = -L_2, L_z = 0$$

$$M_x = F_z L_y - F_y L_z = 0$$

$$M_y = F_x L_z - F_z L_x = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

### (5) 选择三个单式铰链型膨胀节

如果拉杆太长时, 最好采用三个单式铰链型膨胀节的布置方式见图 7-21

(a)。变形后的情况见图 7-21 (b) 示意。

#### ① 位移计算

$$x = \alpha \Delta_1 (L_1 + L + L_3)$$

$$y = \alpha \Delta_1 (L_0 + L_1)$$

在  $\triangle ABC$  中

$$\sin \varphi_1 = \frac{BC}{AB} \quad BC = x \quad AB = L_1$$

则  $\sin \varphi_1 = \frac{x}{L_1}$ , 即

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{x}{L_1}$$

在  $\triangle DGF$  中

$$\sin \varphi_3 = \frac{DF}{DG} \quad DF = DE + y \quad DG = L$$

$$\therefore \sin \varphi_3 = \frac{DE + y}{L}$$

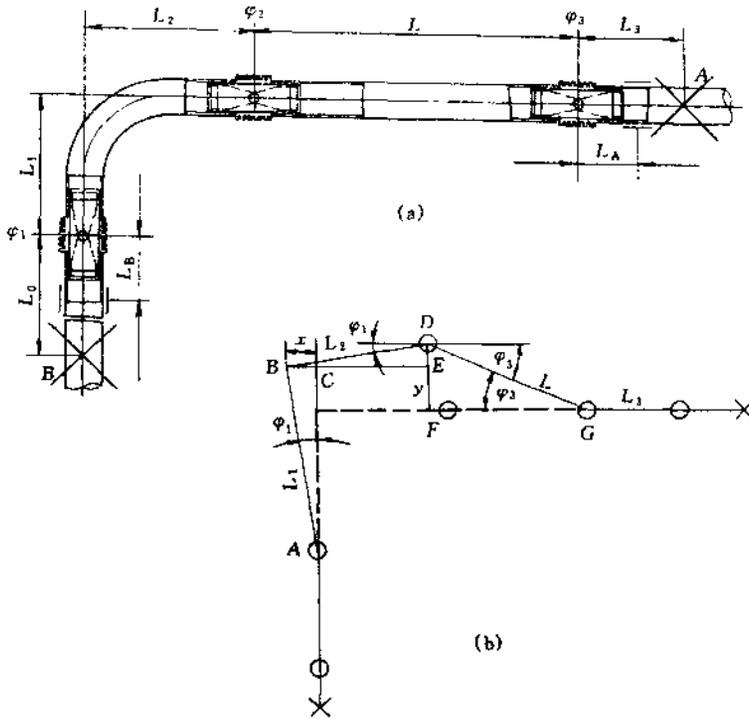


图 7-21

在 $\triangle BDE$ 中

$DE = BD \sin \varphi_1 = L_2 \sin \varphi_1$ , 将此式代入上式得

$$\sin \varphi_3 = \frac{L_2 \sin \varphi_1 + y}{L}$$

上式右边的分子和分母同时乘以  $L_1$ , 则

$$\sin \varphi_3 = \frac{L_1 L_2 \sin \varphi_1 + y L_1}{L_1 L}$$

$$\therefore \sin \varphi_1 = \frac{x}{L_1}$$

$\therefore x = L_1 \sin \varphi_1$ , 则

$$\sin \varphi_3 = \frac{L_2 x + L_1 y}{L_1 L}$$

$$\varphi_3 = \arcsin \frac{x L_2 + y L_1}{L_1 L}$$

设中间膨胀节的角位移为  $\varphi_2$ , 从图 7-21(b)中可以看出

$$\varphi_2 = \varphi_1 + \varphi_3$$

分别要求  $\varphi_1 \leq \varphi_1$  额定,  $\varphi_2 \leq \varphi_2$  额定,  $\varphi_3 \leq \varphi_3$  额定。

### ② 管架受力计算

$$\begin{aligned} \Delta_{\varphi 1} &= \frac{D_m \varphi_1}{2} \times \frac{\pi}{180} & \Delta_{\varphi 2} &= \frac{D_m \varphi_2}{2} \times \frac{\pi}{180} \\ \Delta_{\varphi 3} &= \frac{D_m \varphi_3}{2} \times \frac{\pi}{180} & M_1 &= \frac{K_w D_m \Delta_{\varphi 1}}{4} \\ M_2 &= \frac{K_w D_m \Delta_{\varphi 2}}{4} & M_3 &= \frac{K_w D_m \Delta_{\varphi 3}}{4} \\ F_{\varphi x} &= \frac{M_1 + M_2}{L_1} & F_{\varphi y} &= \frac{M_2 + M_3}{L} \end{aligned}$$

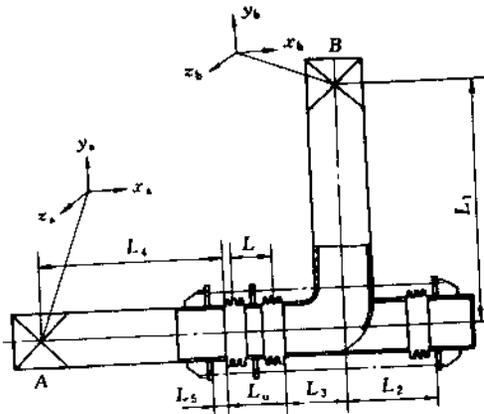
次固定管架 A 的推力

$$\begin{aligned} F_x &= F_{\varphi x} & F_y &= F_{\varphi y} & F_z &= 0 \\ L_x &= -\left(L_3 + \frac{L}{2}\right) & L_y &= -L_1 & L_z &= 0 \\ M_x &= 0 & M_y &= 0 \\ M_z &= F_y L_x - F_x L_y \end{aligned}$$

次固定管架 B 的推力

$$\begin{aligned} F_x &= -F_{\varphi x} & F_y &= -F_{\varphi y} & F_z &= 0 \\ L_x &= L_2 + \frac{L}{2} & L_y &= L_0 & L_z &= 0 \\ M_x &= 0 & M_y &= 0 \\ M_z &= F_y L_x - F_x L_y \end{aligned}$$

### ③ 导向架间距计算



$$L_a = 2d_1 + x$$

$$L_b = 2d_1 + y$$

(6) 选用一个弯管式压力平衡型膨胀节

上述情况也可采用弯管式压力平衡型膨胀节 (见图 7-22), 其拉杆外的轴向位移可由平衡波纹管吸收。

#### ① 位移计算

主波纹管

$$x = \alpha \Delta_t (L_3 + L_0 + L_4) + x_a + x_b$$

$$y = \alpha \Delta_t L_1 + y_a + y_b$$

图 7-22 弯管式压力平衡型膨胀节

$$z = z_a + z_b$$

$$\Delta_{x1} = \frac{x}{2}$$

$$\Delta_y = \frac{K_1 D_m y}{2N(L-x/2)}$$

$$\Delta_z = \frac{K_1 D_m z}{2N(L-x/2)}$$

$$\Delta = \Delta_x + \Delta_y + \Delta_z$$

选用复式膨胀节, 要求  $\Delta_{\text{额定}} \geq \Delta$

平衡波纹管

$$x = a\Delta_t(L_4 - L_5) + x_a + x_b$$

$$\Delta_{x2} = x$$

选用单式膨胀节, 要求  $\Delta_{\text{额定}} \geq \Delta$

② 管架受力计算

$$F_{\Delta x} = -K_w(\Delta_1 + \Delta_2)$$

$$F_{\Delta y} = \frac{K_w D_m \Delta_y}{2(L+l)}$$

$$F_{\Delta z} = \frac{K_w D_m \Delta_z}{2(L+l)}$$

次固定管架 A 的推力

$$F_x = -F_{\Delta x}$$

$$F_y = F_{\Delta y}$$

$$F_z = -F_{\Delta z}$$

$$L_x = -\left(L_3 + \frac{L_U}{2}\right) \quad L_y = -L_1 \quad L_z = 0$$

$$M_x = F_z L_y - F_y L_z$$

$$M_y = F_x L_z - F_z L_x$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

次固定管架 B 的推力

$$F_x = F_{\Delta x}$$

$$F_y = -F_{\Delta y}$$

$$F_z = F_{\Delta z}$$

$$L_x = -\left(L_4 + \frac{L_U}{2}\right) \quad L_y = 0 \quad L_z = 0$$

$$M_x = F_z L_y - F_y L_z = 0$$

$$M_y = F_x L_z - F_z L_x$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

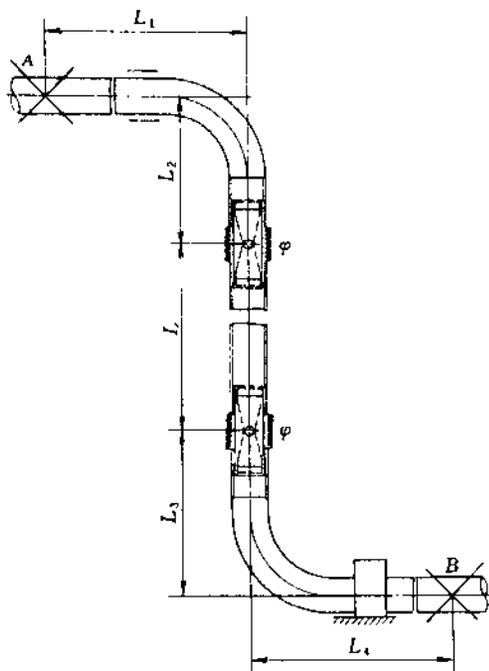


图 7-23 二个单式铰链型膨胀节的布置方式

## 2.3.5 Z形管道膨胀节的选型

## (1) 选择二个单式铰链型膨胀节

布置方式见图 7-23。平面 Z 形与 L 形二铰链布置相似，只是  $x$  方向的位移不同。其位移计算如下。

$$x = \alpha \Delta_t (L_1 + L_4)$$

其余计算同 2.3.4 (2) 节。

## (2) 选择三个单式铰链型膨胀节

布置方式见图 7-24。平面 Z 形与 L 形三铰链布置近相似，只是  $x$  方向的位移不同。其位移计算如下。

$$y = \alpha \Delta_t (L_1 + L_4)$$

其余计算同 2.3.4 (3) 节。

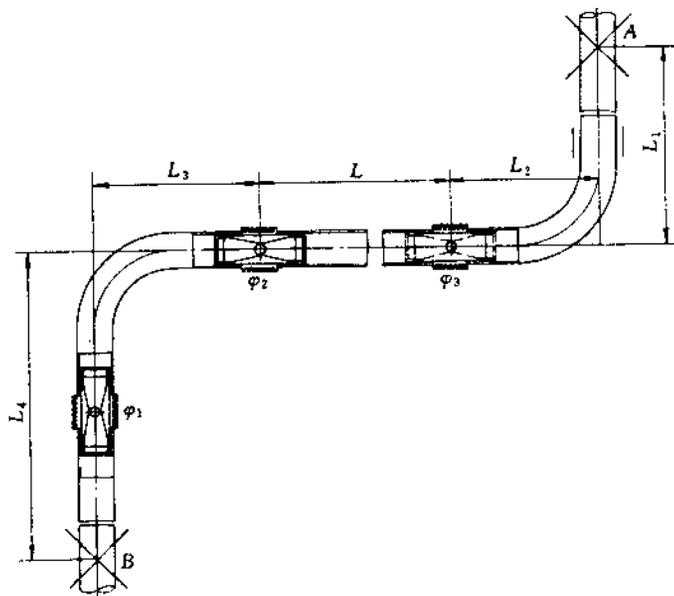


图 7-24 三个单式铰链型膨胀节的布置方式

(3) 选择一个复式万能型膨胀节  
布置方式见图 7-25。

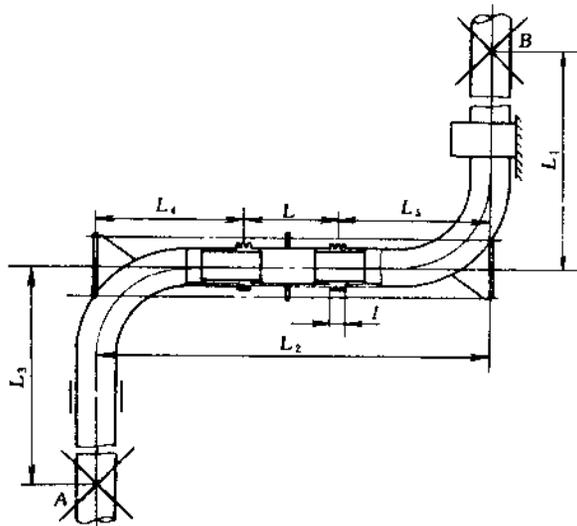


图 7-25 复式万能型膨胀节的布置方式

### ① 位移计算

$$x = \alpha \Delta_t L_2$$

$$y = \alpha \Delta_t (L_1 + L_3)$$

$$\Delta_x = \frac{x}{2}$$

$$\Delta_y = \frac{K_1 D_m y}{2N(L - x/2)}$$

$$\Delta = \Delta_x + \Delta_y$$

要求复式万能型膨胀节的额定位移量  $\Delta_{\text{额定}} \geq \Delta$ 。

### ② 管架受力计算

$$F_{\Delta y} = \frac{K_w D_m \Delta_y}{2(L + l)}$$

次固定管架 A 的推力

$$F_x = 0 \quad F_y = -F_{\Delta y} \quad F_z = 0$$

$$L_x = L_4 + \frac{L}{2} \quad L_y = L_3 \quad L_z = 0$$

$$M_x = 0 \quad M_y = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

次固定管架 B 的推力

$$F_x = 0 \quad F_y = F_{\Delta y} \quad F_z = 0$$

$$L_x = -\left(L_5 + \frac{L}{2}\right) \quad L_y = L_1 \quad L_z = 0$$

$$M_x = 0 \quad M_y = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

### 2.3.6 三维管道膨胀节的选型

安装二个单式铰链型膨胀节和一个万向铰链型膨胀节。布置方式见图 7-26。

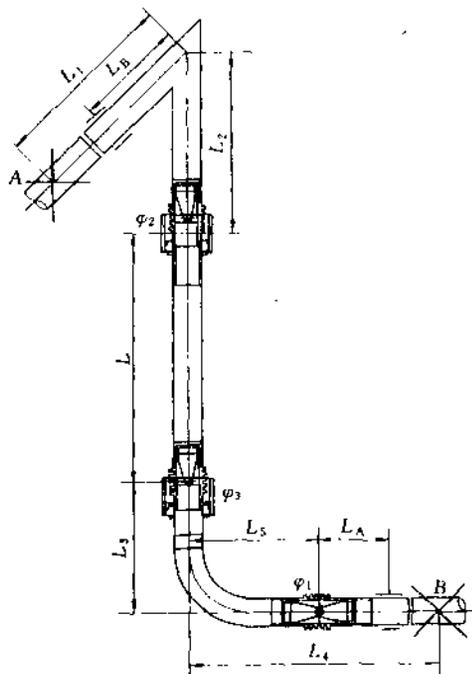


图 7-26 二个单式和—个万向铰链型膨胀节的布置方式

#### ① 位移计算

$$x = \alpha \Delta_t L_4$$

$$y = \alpha \Delta_t (L_1 + L_1 + L_1)$$

$$z = \alpha \Delta_t L_1$$

在  $xoy$  平面内，相当于 L 形三铰链型膨胀节的布置方式，即

$$\varphi_1 = \arcsin \frac{y}{L_5}$$

$$\varphi_3 = \arcsin \frac{x L_5 + y L_3}{L_1 L}$$

$$\varphi_2' = \varphi_1 + \varphi_3$$

$$\varphi_3 = \varphi_1 + \varphi_3$$

在  $yo z$  平面内，相当于 L 形二铰链型膨胀节的布置方式，即

$$\varphi_2'' = \arcsin \frac{z}{L}$$

$$\varphi_2 = \sqrt{(\varphi_2')^2 + (\varphi_2'')^2}$$

$$\varphi_3 = \sqrt{(\varphi_3')^2 + (\varphi_3'')^2}$$

选用一只单式铰链型膨胀节，

使  $\varphi_1 \leq \varphi_{1\text{额定}}$ 。

选用二只相同的单式万向铰链型膨胀节，使  $\varphi_2 \leq \varphi_{2\text{额定}}$ ，使  $\varphi_3 \leq \varphi_{3\text{额定}}$ 。

#### ② 管架受力计算

$$\Delta_{\varphi_1} = \frac{D_m \varphi_1}{2} \times \frac{\pi}{180}$$

$$\Delta_{\varphi_2} = \frac{D_m \varphi_2}{2} \times \frac{\pi}{180}$$

$$\Delta_{\varphi_3} = \frac{D_m \varphi_3}{2} \times \frac{\pi}{180}$$

$$M_1 = \frac{K_{w1} D_m \Delta_{\varphi_1}}{4}$$

$$M'_2 = \frac{K_{w2} D_m \Delta'_{\varphi 2}}{4}$$

$$M''_2 = \frac{K_{w2} D_m \Delta''_{\varphi 2}}{4}$$

$$M'_3 = \frac{K_{w3} D_m \Delta'_{\varphi 3}}{4}$$

$$F_{\varphi x} = \frac{M'_2 + M'_3}{L_3}$$

$$F_{\varphi y} = \frac{M_1 + M'_2}{L_1}$$

$$F_{\varphi z} = \frac{M''_2 + M'_3}{L_3}$$

次固定管架 A 的推力

$$F_x = F_{\varphi x} \quad F_y = -F_{\varphi y} \quad F_z = F_{\varphi z}$$

$$L_x = -\left(L_1 + \frac{L}{2}\right) \quad L_y = 0 \quad L_z = 0$$

$$M_x = 0 \quad M_y = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

次固定管架 B 的推力

$$F_x = 0 \quad F_y = -F_{\varphi y} \quad F_z = 0$$

$$L_x = L_1 + \frac{L}{2} \quad L_y = 0 \quad L_z = 0$$

$$M_x = 0 \quad M_y = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

### ③ 导向架

C 为轴向导向架, D 为具有附加间隙的导向架, 它们与膨胀节的距离为

$$L_c = L_d = 0.6L$$

### 2.3.7 $\pi$ 形管道膨胀节的选型

安装三个单式铰链型膨胀节, 布置方式见图 7-27。

#### ① 位移计算

$$x = \alpha \Delta_t (L_1 + L_2 + L_3 + L_3 + L_4 + L_5)$$

$$\varphi_2 = \arcsin \frac{x}{2L}$$

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_2}{2}$$

选用二只相同的单式铰链型膨胀节, 要求  $\varphi_1 \leq \varphi_{1\text{规定}}$ 。

选用一只单式铰链型膨胀节, 要求  $\varphi_2 \leq \varphi_{2\text{规定}}$ 。

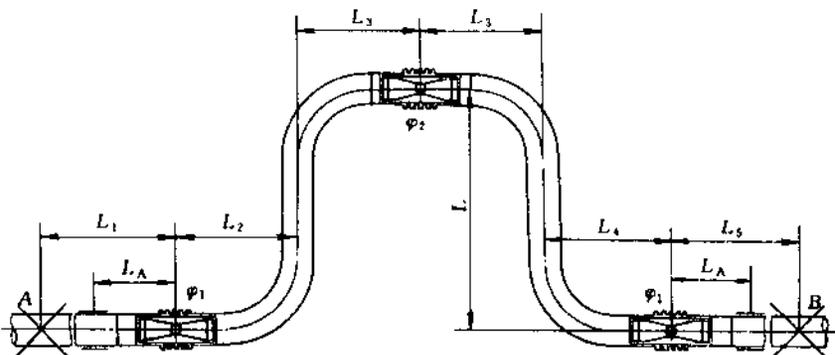


图 7-27 三个单式铰链型膨胀节的布置方式

## ② 管架受力计算

$$\Delta_{\varphi 1} = \frac{D_m \varphi_1}{2} \times \frac{\pi}{180}$$

$$\Delta_{\varphi 2} = \frac{D_m \varphi_2}{2} \times \frac{\pi}{180}$$

$$M_1 = \frac{K_{w1} D_m \Delta_{\varphi 1}}{4}$$

$$M_2 = \frac{K_{w2} D_m \Delta_{\varphi 2}}{4}$$

$$F_{\varphi} = \frac{M_1 + M_2}{L}$$

次固定管架 A 的推力

$$F_x = -F_{\varphi} \quad F_y = 0 \quad F_z = 0$$

$$L_x = L_1 \quad L_y = \frac{L}{2} \quad L_z = 0$$

$$M_x = 0 \quad M_y = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

次固定管架 B 的推力

$$F_x = F_{\varphi} \quad F_y = 0 \quad F_z = 0$$

$$L_x = -L_5 \quad L_y = \frac{L}{2} \quad L_z = 0$$

$$M_x = 0 \quad M_y = 0$$

$$M_z = F_y L_x - F_x L_y$$

## ③ 导向架

C、D 导向架与膨胀节的距离为

$$L_A = L_B = 0.6L$$

### 3 膨胀节预变形

在配管设计中,常常利用管道的预变形来减少管架的推力和增强管道的稳定性。但不能利用管道的预变形来增加补偿量,否则,疲劳寿命就要减少。

在选用标准膨胀节时,要注意其使用说明,对于吸收侧向位移或角位移的膨胀节,如果有规定要预变形 50% 的要求,则必须进行预变形,因为这类膨胀节的导流筒与管壁的间隙是按额定补偿量的 50% 设计的,这样可增大导流筒的内径,减少压力损失。

对于补偿量大的膨胀节,预变形后所减少的推力也越大,因此,最好进行预变形。对于补偿量小的膨胀节,一般不进行预变形。用于吸收振动的膨胀节,不要进行预变形。

轴向型膨胀节的预变形比较简单,可利用拉杆进行预变形,用于补偿热膨胀的膨胀节进行预拉伸,用于补偿冷收缩的膨胀节则进行预压缩。

吸收侧向位移或角位移的膨胀节的预变形不能在膨胀节中进行,要在配管中进行(见下节例题)。

一般预变形量为补偿量的 50%,使冷态时和操作时的推力基本相同。

### 4 选型示例

有一 L 形管段(见图 7-28),  $DN500$ ,  $P = 1.0\text{MPa}$ , 最高使用温度  $T = 200^\circ\text{C}$ , 安装温度  $T_a = 20^\circ\text{C}$ ,  $L_{ac} = 8000\text{mm}$ ,  $L_{bc} = 16000\text{mm}$ , 试选用膨胀节。

解 (1) 位移计算

$$\alpha = 12.25 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$$

$$x = \alpha(T - T_a)L_{ac} = 12.25 \times 10^{-6}(200 - 20) \times 8000 = 176\text{mm}$$

$$y = \alpha(T - T_a)L_{bc} = 12.25 \times 10^{-6}(200 - 20) \times 16000 = 88\text{mm}$$

(2) 膨胀节的选型

由于位移较大,应选择复式膨胀节,又因管径较大,使用压力也比较高,内压产生的推力比较大,因此最好选择能吸收内压推力的膨胀节,可以选择带长拉杆的复式万能型膨胀节、复式铰链型膨胀节或采用三铰链布置方式。但是,因为轴向长度( $L_{ac}$ )很大,拉杆和拉板的刚度小,容易造成弯曲或运输困难,所以,选择三铰链布置方式是比较合适的,并且,进行 50% 预变形[见图 7-28 (a)],即

$$x = \pm 176/2 = \pm 88\text{mm}, y = \pm 88/2 = \pm 44\text{mm}$$

预变形后如图 7-28 (b) 的实线所示,热态变形后如图 7-28 (b) 的虚线所示。

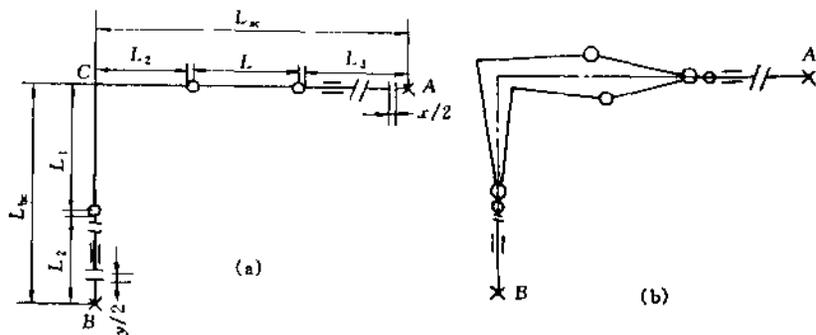


图 7-28

在第 2.3.4 节 (5) 中, 已列出角位移与各管段长度的关系, 已知  $\varphi_1 = \varphi_3 = \pm 2.72^\circ$ ,  $\varphi_2 = \pm 5.44^\circ$ ,  $D_m = 576\text{mm}$ ,  $K_w = 688\text{N/mm/波}$ , 求各段管长 (见图 7-29)。

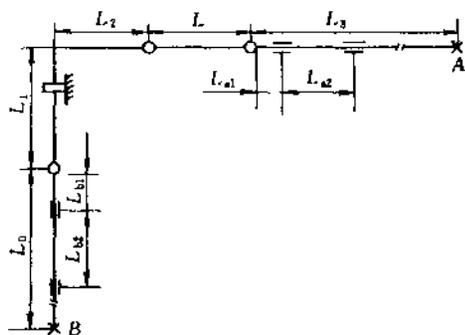


图 7-29

$$\begin{aligned} \therefore \varphi_1 &= \arcsin \frac{x}{L_1} \\ \therefore L_1 &= \frac{x}{\sin \varphi_1} = \frac{88}{\sin 2.72} = 1854\text{mm}, \text{ 取 } L_1 = 1860\text{mm} \end{aligned}$$

$$\text{从 } \varphi_3 = \arcsin \frac{x L_2 + y L_1}{L_1 L}, \text{ 可}$$

以看出,  $L_2$  越小, 所需的补偿量

越小, 因此,  $L_2$  尽量取最小, 设  $L_2 = 600\text{mm}$ , 则

$$L = \frac{x L_2 + y L_1}{L_1 \sin \varphi_3} = \frac{88 \times 600 + 44 \times 1860}{1860 \sin 2.72} = 1525\text{mm}, \text{ 取 } L = 1530\text{mm}$$

$$L_0 = L_{ac} - L_1 = 80000 - 1860 = 78140\text{mm}$$

$$L_3 = L_{bc} - L_2 - L = 40000 - 600 - 1530 = 37870\text{mm}$$

如果已知安装位置, 也可以从第 2.3.4 节 (5) 的公式中求出  $\varphi_1$ 、 $\varphi_2$ 、 $\varphi_3$ 。

### (3) 导向管架间距的计算

$$L_{a1} = 2d_1 + x = 2 \times 530 + 44 = 1004 \text{ mm}$$

$$L_{b1} = 2d_1 + y = 2 \times 530 + 88 = 1148 \text{ mm}$$

$$L_{a2} = L_{b2} = 14d_1 = 14 \times 530 = 7420 \text{ mm}$$

### (4) 管架受力计算

$$\Delta \varphi_1 = \frac{D_m \varphi_1}{2} \times \frac{\pi}{180} = \frac{576 \times 2.72 \times 3.1416}{2 \times 180} = 13.67$$

$$\Delta_{\varphi 2} = \frac{D_m \varphi_2}{2} \times \frac{\pi}{180} = \frac{576 \times 5.44 \times 3.1416}{2 \times 180} = 27.34$$

$$\Delta_{\varphi 3} = \frac{D_m \varphi_3}{2} \times \frac{\pi}{180} = \frac{576 \times 2.72 \times 3.1416}{2 \times 180} = 13.67$$

$$M_1 = \frac{K_w D_m \Delta_{\varphi 1}}{4} = \frac{688 \times 576 \times 13.67}{4} = 1354314 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_2 = \frac{K_w D_m \Delta_{\varphi 2}}{4} = \frac{688 \times 576 \times 27.34}{4} = 2708628 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$M_3 = \frac{K_w D_m \Delta_{\varphi 3}}{4} = \frac{688 \times 576 \times 13.67}{4} = 1354314 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$F_{\varphi x} = \frac{M_1 + M_2}{L_1} = \frac{1354314 + 2708628}{930} = 4369 \text{ N}$$

$$F_{\varphi y} = \frac{M_2 + M_3}{L} = \frac{2708628 + 1354314}{2455} = 1655 \text{ N}$$

次固定管架 A 的推力

$$F_x = F_{\varphi x} = 4369 \text{ N}, F_y = F_{\varphi y} = 1655 \text{ N}, F_z = 0$$

$$L_x = - \left( L_3 + \frac{L}{2} \right) = - \left( 36945 + \frac{2455}{2} \right) = -38173$$

$$L_y = -L_1 = -930, L_z = 0$$

$$M_x = 0, M_y = 0$$

$$\begin{aligned} M_z &= F_y L_x - F_x L_y \\ &= 1655 \times (-38173) - 4369 \times (-930) \\ &= -59113145 \text{ N}\cdot\text{mm} \\ &\approx -59.11 \text{ kN}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

次固定管架 B 的推力

$$F_x = -F_{\varphi x} = -4369 \text{ N}, F_y = -F_{\varphi y} = -1655 \text{ N}, F_z = 0$$

$$L_x = \left( L_2 + \frac{L}{2} \right) = \left( 600 + \frac{2455}{2} \right) = 1828,$$

$$L_y = L_0 = 79070, L_z = 0$$

$$M_x = 0, M_y = 0$$

$$\begin{aligned} M_z &= F_y L_x - F_x L_y \\ &= (-1655) \times 1828 - (-4369) \times 79070 \\ &\approx 31.80 \text{ kN}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

## 参 考 文 献

- 1 Handbook of Industrial pipe work Engineering. Mc Grew-Hill book co. 1973
- 2 HYDRA HANDBOOK OF EXPANSION JOINT. 1973, (1)
- 3 何锐裕. 膨胀节的选型设计. 上海化工设计. 1991, (2)
- 4 何锐裕. 膨胀节管架的受力计算. 上海化工设计. 1993, (1)
- 5 其余同第 4 章

## 第 8 章 膨胀节的制造

波形膨胀节的制造工艺流程见图 8-1。由图不难看出，成形和焊接工艺是膨胀节制造的技术关键。



图 8-1 波纹膨胀节的制造工艺

### 1 波纹管的成形方法

波纹管的成形方法有以下几种。

- ① 液压成形 包括多波一次成形和单波连续成形。
- ② 机械成形 包括滚压、胀压和旋压成形。
- ③ 焊接成形。
- ④ 化学沉积成形。
- ⑤ 电沉积成形。

其中，液压成形和机械成形是制造波纹管 and 金属软管的常用工艺方法；焊接成形方法用于制造压缩量很大的焊接波纹管，最后的两种方法主要用于制造微型波纹管和弹性元件。

#### 1.1 液压成形

液压成形是利用泵注入管坯中的介质压力（油或水），迫使管坯在限制模块中胀形，而后拆去模块间的定位撑，利用油压机或其他有关类似作用的设备，压缩管坯至所需的最终长度，拆去模块，便得成形的波纹管。

液压成形的波纹管直径最小可到几毫米，最大可达 4~5m，壁厚一般不大于 4mm，适用范围较大。

液压成形的特点是：成形过程中，管坯受压均匀，减薄量适中，管坯的纵缝在成形过程中始终受着成形压力考验。但是液压成形工艺对模具要求高，尤其是加工大直径的波纹管，模具成本骤升，劳动强度大，对油压机的吨位和立柱有很高的要求。对于大型和特大型波纹管，选用滚压成形，从技术经济的角度考虑，较为合理。

### 1.1.1 多波一次成形

多波一次成形的过程见图 8-2。成形过程中充入管坯的压力介质可以是油或是水。油的黏度大，易达到密封，但难免的泄漏会造成环境污染，成本也高；水介质的特点则相反。不论充油还是充水，成形系统都应是独立的系统，与油压机的液压系统分开，其作用是确保管坯充压鼓胀凸起，同时使成形过程中压力介质同步排出。

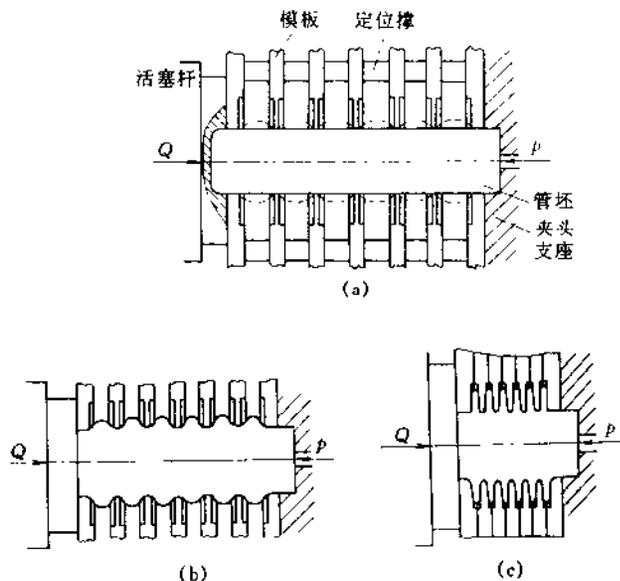


图 8-2 多波一次液压成形过程  
(a) 鼓胀凸起；(b) 轴向压缩；(c) 并模

成形时，首先启动液泵将液体充入管坯，当达到一定压力后，模块间的管坯薄壳发生鼓胀（见图 8-2 (a)），此时停泵保压，拆去模板之间的定位撑，启动油压机，轴向压缩管坯，同时开泵增压（见图 8-2 (b)），管坯的端盖和模块在油压机的轴向推压下继续移动，波形不断扩大，直至模板全部靠紧，即为并模（见图 8-2 (c)），此间应检查模板的滑移情况，要确保相互间隙均匀，避免偏移。并模后，一般再升压 0.1MPa 左右，保压 10～15min，即可卸压、拆模、取出波纹管，成形结束。

成形质量的好坏关键在于模具设计、管坯密封和成形各阶段内压的控制。

#### (1) 模具

① 设计原则 波纹管的规格很多，当公称直径  $DN$  和波距  $W$  相同时，尽可能用一副模具，即一模多用，减少模具数量，降低生产成本。

② 结构 模板设计成对开式, 以便于拆开和拼合。上下模板又各有内、外模板, 内模板 (见图 8-3) 是专用模板, 其尺寸系根据不同的波壳尺寸决定。图示模板波顶处为直角, 这样压出的波峰可以是自然波形, 也可将模板的波顶形状按成形波峰断面形状设计。

当制造带加强的波壳时, 内模板的形状 (见图 8-4) 设计须考虑成形后波壳的回弹。

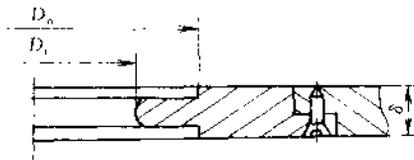


图 8-3 内模板及与外模板的固定结构

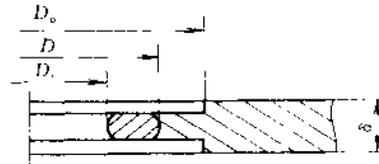


图 8-4 带加强环的内模板

液压成形后, 波形回弹很大, 主要表现为波距加大, 如不加控制, 回弹率可达 10% 以上, 不但影响产品的几何精度, 而且进一步影响到产品的力学性能。控制回弹的措施有下列几种: 一是在成形终了, 保压 10~15min, 然后先卸内压, 再撤轴向压力; 二是在撤轴向压力后波纹管回弹, 各部分模间出现缝隙, 再次轴向加压, 将各部分模板压靠; 三是将“U”形波先加工成“Ω”形, 任其回弹后接近“U”形。这些方法, 与操作人员的经验很有关系。最好还是在模具设计时, 事先予以修正。因为回弹后, 波纹管不但波距加大, 而且波峰直径也缩小, 即波峰处的曲率半径  $r$  变成了  $r'$ , 且  $r' > r$ 。为此, 模具设计时应考虑将波深适当加大, 同时采用比  $r$  还小的  $r'$ 。精确的计算方法还有赖于进一步摸索。

## (2) 密封

管坯上下端部的密封是保证波纹管成形过程起压、保压、加压的关键。由于管坯壁薄, 直径大, 刚性小, 成形压力高, 密封有一定难度。常采用 Y 形橡胶封圈的密封结构 (见图 8-5), 这是一种自紧式密封结构。内压升起后, 液体介质压迫 Y 形橡胶圈的内、外两瓣片, 使它们分别紧贴挡块和薄壳, 液体介

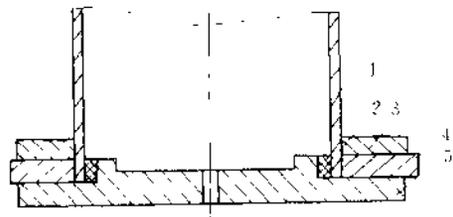


图 8-5 自紧式密封结构

1—管坯; 2—Y形密封胶圈; 3—箍圈 1;

4—箍圈 2; 5—底板

质无法从壳壁和挡板缝隙中漏出。同时由于橡胶与管坯接触面产生了很大摩擦力, 致使薄壳在成形过程中不会滑脱出去。这种结构属自紧式, 压力越大, 密封越好。但在刚起压时, 由于压力较低, 泄漏较大。

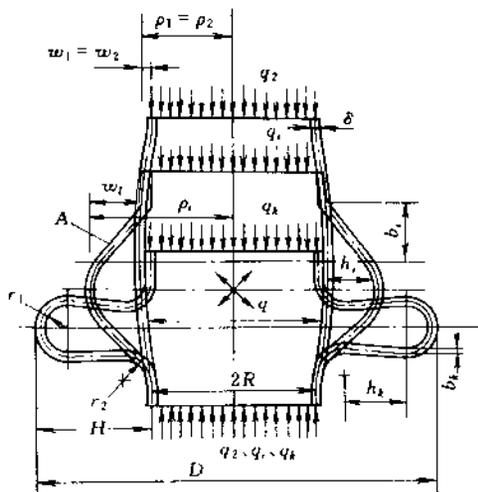


图 8-6 液压成形过程中的力学参数

为管坯原始壁厚。

### ① 液体内压 $q$

第一阶段结束点（保持液压，形成初波）

$$q_1 = 1.2 \frac{\delta}{R} \sigma_{s1}$$

第二阶段开始点（拆除定位撑，开始合模）

$$q_2 = \frac{1}{\sqrt{3}} \times \frac{\delta}{R} \sigma_{s1}$$

第二阶段中间点（合模进行之中）

$$q_i = \frac{4}{3\sqrt{3}} \times \frac{\delta}{R + r_2 + h_i} \sigma_{si}$$

第二阶段结束点（合模结束，成形完毕）

$$q_k = \frac{4}{3\sqrt{3}} \times \frac{\delta}{R + H} \sigma_{sk}$$

式中， $H$  为波高； $r_2$  为波谷圆角半径； $h_i$  为 U 形波直边段； $\sigma_{si}$  为所指点处的材料屈服极限。

### ② 管坯端面上的压力 $Q$

第二阶段开始点

$$Q_2 = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_{s1}$$

### (3) 成形压力的理论计算

本节谨介绍文献 [1] 中推荐的 U 形膨胀节液压成形中力学参数的计算，供参考。

成形过程第一阶段结束点及第二阶段开始点、中间点和结束点（图 8-6 中分别以下标 1、2、 $i$  和  $k$  表示）的工作液体内压  $q$  和管坯端部压力  $Q$  的理论计算公式如下 [1]。

第一阶段结束点和第二阶段开始点壳壁挠度

$$w_1 = w_2 = 0.25 \sqrt{R\delta}$$

式中， $R$  为坯料中性面半径； $\delta$

第二阶段中间点

$$Q_i = 0.34 \frac{R}{R + \omega_i} \sigma_{si}$$

第二阶段结束点

$$Q_k = 0.48 \frac{R}{R + H} \sigma_{sk}$$

以上公式适用于波峰与波谷直径比 ( $k = D/D_i$ ) 为 1.5~1.05 范围内的波纹管。

(4) 成形操作的注意事项

① 定位撑高度 在管坯外壁沿轴向以近似等于单波展开长度的距离作为定位撑高度。

② 增强型波纹管 可以带着外加强环一起成形, 外加强环可以起一部分压模的作用, 成形脱模之后, 该环即成为波纹管的一个组成部分。

③ 油压机移动速度 移动速度过快, 成形质量较差, 回弹量大, 易产生废品; 过慢则生产效率低, 一般应视材料性质和波纹管结构, 控制油压机移动速度。

④ 排液应与油压机移动同步 随着油压机的移动, 管坯容积逐渐变小, 多余液体必须随油压机下移相应排出。该同步控制常用装在油压系统中的溢流阀执行, 仔细调整溢流阀的压力, 以使整个成形过程油压保持恒定状态。

⑤ 注意 Y 形密封圈是否破损, 定位撑的位置在成形过程中如有偏移, 应随即纠正偏差, 确保成形质量。

(5) 多层波纹管<sup>[4]</sup>

多层波纹管的壳壁系由多层薄板卷焊成的圆筒一层一层组套而成, 组套前, 各层表面应保持清洁, 多层之间的表面应紧贴, 不得松动和皱褶, 各层的间隙不超过 0.1~0.3mm, 周向间隙应均匀, 各层的纵焊缝, 组套时应相互均匀错开。

波壳液压成形后, 其端边因为层板较薄及多层叠在一起, 为保证焊接质量, 应采用滚压电阻焊, 将端边熔成单层, 然后用圆剪刀机剪割端圈, 根据总壁厚确定是否须车削焊角后, 焊接于连接圈上。

多层壁间的气体在滚焊前应设法驱除, 办法是各层管坯应事先开有错开的出气孔。

1.1.2 单波连续成形

作为金属软管本体的波纹管, 因为要求这类波纹管越长越好, 如采用多波一次成形, 因管坯过长, 轴向会发生失稳。为此, 采用单波连续成形工艺。该方法能在管坯长度允许的情况下, 连续成形任意多数量的波纹。对于

小直径的膨胀节用波纹管，也可以用此成形工艺

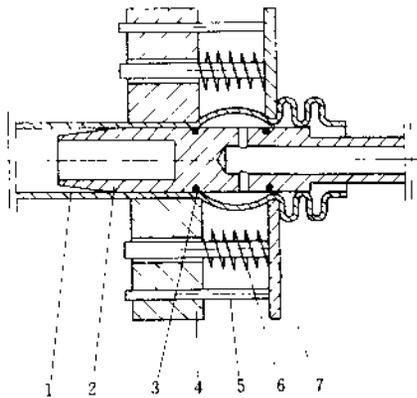


图 8-7 单波连续成形原理图

1—管坯；2—芯轴；3—密封圈；4—推模；  
5—导向杆；6—弹簧；7—模片

金属波纹管单波连续成形的原理

见图 8 7。

① 合模 上、下两片对称的推模和模片同时平行地向管坯轴线垂直移动，将安装在芯轴上的薄壁管坯从外表面紧紧地包住。

② 进芯轴 芯轴克服密封圈和管坯内壁的摩擦阻力，向左移动，使固定在芯轴上的密封圈与模片相对运动到事先调整的位置。

③ 充填压力油 压力油从芯轴中心孔流向两道密封圈之间，对管坯内壁加压，使之在两道密封圈之间鼓起，形成初波。

④ 进推模 推模克服弹簧的阻力，沿着导向杆向右移动，使原先初波高度增加，宽度缩小，直至设计尺寸为止。

如此循环，再经卸油压、分模、退芯模、退推模四个工序，将已经成形的波纹从模具中脱出，同时又为下一个波纹的形成做好准备。每个波的成形时间约为 4~40 秒，直径越大，时间越长。

以上成形方法，最大直径可达到 400mm。这种装置的缺陷是：压力油易泄漏，造成环境污染；径尺寸不均匀，产品优质率低。

改进后的芯轴有两种结构，一种是用一层富有弹性的“膜”将压力油与管坯隔离，合模以后，压力油不直接作用于管坯内壁，而是通过橡胶囊再传给管坯。模片、推模之间的管坯随着压力的升高和橡胶囊的凸起而形成初波，加工的工序与上述相同，泄压、推模以后，橡胶囊依靠自己的弹性，从已成形的波纹腔内脱出，回到原态，图 8-8 (a) 为配有橡胶囊的芯轴结构。

另外一种结构是选用一种能 100% 回弹的工程橡胶（例如聚胺酯橡胶）代替橡胶囊。利用这种橡胶的弹性和恢复原形的能力来完成鼓波和复位的过程而无需充压力油。这种结构从根本上解决了泄油污染的问题。目前已用在直径 200mm 以下的波纹管的成形上。

单波连续成形的模具是加工的关键，模具由芯轴、推模和模片组成。其工作部位的截面形状相应于波纹管截面形状而变化。现在除 U 形外，还有 S 形等。

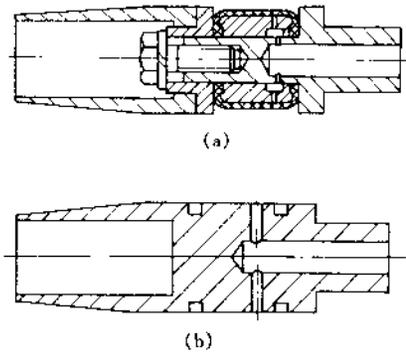


图 8-8 芯轴结构

(a) 有橡胶囊芯轴; (b) 无橡胶囊的芯轴

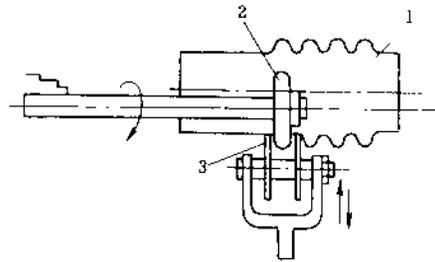


图 8-9 液压成形原理示意

1—管坯; 2—工作轮; 3—整形轮

## 1.2 机械成形

### 1.2.1 滚压成形

图 8-9 为滚压成形原理示意。将管坯置于成形机内，借工作轮的旋转，在工作轮与管坯的接触面上产生摩擦力，并依靠该力带动整个管坯的回转，再借工作轮的向下进给，即在管坯上逐渐形成凸起，即初波。同时托轮逐渐轴向收拢，与缓慢向下进给的工作轮相应，最终在管坯的周向，滚制成 U 形波纹管。滚压成形每次可以滚成一个或数个波纹。

液压成形的波纹管，直径较大，最大可达 8~10m，壁厚一般不大于 4mm，为确保如此大直径，壁相对很薄的管坯，在滚制过程中能在工作轮的带动下平稳回转，需将管坯套在预制的胎具上，在胎具的圆周上装有一圈滚轮（见图 8-10），管坯内的工作轮用大功率的油马达驱动，以确保工作轮成形时能随负荷波动而自动调节，保持恒态。

滚压设备有单波连续成形的，也有多波一次成形的。波深系数可达 1.5。对单波连续成形的设备，操作时须靠操作人员手动调整，如管坯的轴向定位，波深的控制等，对操作人员的要求较高，在成形过程中，对波纹管的纵向缩短要进行控制。

波纹管滚压成形设备有立式和卧式两种。立式和卧式系指管坯轴线垂直于地坪（立式）还是平行于地坪（卧式），卧式滚压成形设备如图 8-10 所示。在立式设备中管坯垂直地面，其稳定性大大优于卧式设备，因此无须套在相应的胎具上，只是在其底部间隔在圆周上装几组托轮即可，这对于加工大直径的波纹管是比较经济的。

### 1.2.2 机械胀压成形

波纹管的机械胀压成形是在管坯内预先装有圆形内模，该模具系由若干

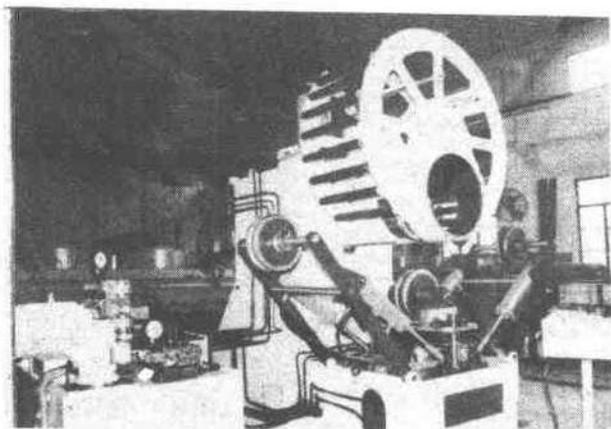


图 8-10 波纹管卧式滚压设备

分瓣的模块组合而成，内模中央有一个靠油缸推动上下运动的锥体。当锥体下行时，对模块产生侧压力，在该力的推动下，模块使管坯受胀压而成波形，锥体上行后则模块靠弹簧力收缩复位。

胀压成形的特点是设备简单，无需充液压介质，因此也没有密封要求，成形简便，速度快。但是当分瓣模块被外推成形时，由于外圆周的扩展，使瓣模直边之间生有空挡，使成形以后的波纹在圆周上产生棱角。同时，外圈为圆的模块当其工作时，被外推后形成的圆周曲率与原位的曲率不一样，因此加工后的波纹棱角比较明显。为此，在成形过程须不断地将管坯或模块旋转一定角度，即一边转动一边胀形，形成的棱角会不太明显。成形后应用特别轮廓线的内辊和外辊精压定形。

### 1.3 其它成形方法

#### 1.3.1 机械旋压成形

工业上用的螺旋波纹管（见图 8-11）。主要依靠机械旋压成形，即借助一套由工作膜片和隔片组成的模具，管坯进入旋转的膜具以后，在膜片和隔片的作用下，使管坯在径向和轴向均受到一定的挤压，产生塑性变形，逐渐地成形为螺旋波纹管。

大直径的螺旋波纹管由自动生产线生产，图 8-12 所示为德国 Wellmant 工艺旋压成形螺旋形保护套管（螺旋波纹管）的生产流程，集带材成圆、纵焊缝、成形、

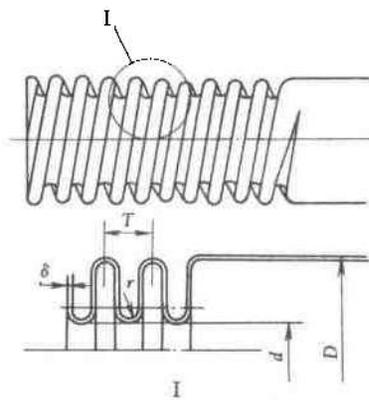


图 8-11 螺旋波纹管

成品较盘等工序为一体，一步到位。只要带材长度允许，可以连续成形任意长度的波纹管。

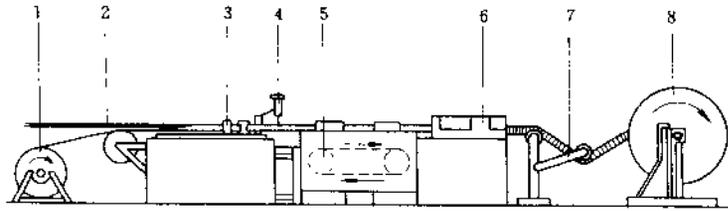


图 8-12 螺旋波纹管的生产工艺流程

1—带盘；2—电缆线芯；3—成圆装置；4—固定焊枪；5—牵引机构；  
6—螺旋波纹成型模头；7—压紧轮；8—成品较盘

### 1.3.2 焊接成形

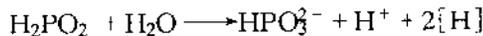
先将板料冲裁成波纹状圆片，再焊接成波纹管。其特点是：轴向补偿量相当大，最大可达波纹管全长的 80%。但是不耐压，且制作成本较高，多用于尺寸较大，要求补偿量大的低压波纹管。

焊接工艺现采用氩弧焊和电容储能焊，采用等离子焊为更好，因为等离子焊是将氩气等离子化产生 1 万度以上的高温进行焊接，优点是弧光细，焊接受热区小，适用于焊接高熔点的材料和极薄材料。

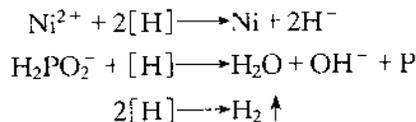
### 1.3.3 化学沉积成形和电沉积成形

化学沉积成形方法是在镍磷酸脂溶液中对波纹管状芯轴径进行镀敷，然后溶化去掉芯轴而制成波纹管，该法制成的波纹管不是纯金属，而是一种镍磷酸化合物，其反应步骤如下。

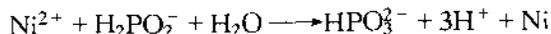
① 当新沉积的具有自动催化性的镍存在时，次磷酸根在水中脱氧而生成亚磷酸根，同时放出新生态原子氢。



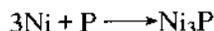
② 新生态的原子氢将镍离子还原成为镍原子，将次磷酸根还原成为磷，同时一部分新生态原子氢结合成氢气放出。



由此得出镍被还原和次磷酸根被氧化的总反应式为



③ 镍原子和磷原子立即结合生成非晶型、无定型结构的镍磷合金



该工艺适用于加工特殊形状的波纹管，具有较高的拉伸强度，但延展性差，在振动场合易破裂。此外这种波纹管耐腐蚀性能强，尤其在碱液中比不锈钢还好，并具有弹性好，滞后小，性能稳定可靠的特点，宜作弹性敏感元件、密封元件和补偿元件。

电沉积成形波纹管是用一种在芯轴上沉积 99.85% 纯镍，然后分离芯轴制得波纹管的方法。用纯镍制得的波纹管柔软而富有弹性，密封性好，适用于高真空场合。此工艺还适用于制造小型、异型波纹管。

## 2 波纹管的焊接技术

焊接是波纹管成形过程中的重要工艺。管坯的纵焊缝，滚焊和成品与法兰的环焊等无一不是用到焊接技术，且直接关系到波纹管的质量好坏。

焊接工艺与母材的特性有重要关系。奥氏体不锈钢膨胀节多采用 300 系列不锈钢，这类材料含 Cr、Ni 和 Mn 的总量大于等于 24%，其中含 Cr 一般大于 16%。材料中合金元素的作用见表 8-1。

表 8-1 奥氏体不锈钢中合金元素的作用

元素	钢种	作用
C	所有钢种	强烈促使奥氏体形成，与铬形成的碳化物可能导致晶间腐蚀
Cr	所有钢种	促使铁素体形成，提高抗氧化及抗腐蚀性性能
Ni	所有钢种	促使形成奥氏体，提高高温强度，抗腐蚀性和塑性
Nb	347	与 C 组合可减少晶间的敏感性，有晶粒细化剂作用，改变蠕变强度，促使形成铁素体
Mo	316、317	改善高温强度，改善对还原介质的抗腐蚀性性能，促进铁素体的形成
Si	302B	提高抗氧化皮形成，并促进铁素体形成，为了脱氧在各种钢中均加入少量的 Si
Ti	321	添加 Ti 的目的是与 C 组合，以减少晶间腐蚀的敏感性，有晶粒细化剂作用，促进铁素体形成
Se, P, S	303, 303Se	提高可加工性能，但是在焊接过程中促使热裂纹形成，略降低抗腐蚀性性能

典型的奥氏体不锈钢波纹管材料和碳钢的物理性能见表 8-2。由表 8-2 可以看出奥氏体不锈钢线膨胀系数比碳钢的约大 50%，但导热率较碳钢低。

奥氏体不锈钢是一单相奥氏体组织，化学性能稳定，无磁性，不可热处理净化，冷作硬化性强，可焊性良好，是制造波纹管的主要材料。

### 2.1 奥氏体不锈钢的焊接特点

各种牌号奥氏体不锈钢，由于其化学成分的差异，对其焊接性能和使用性能均有影响，如 0Cr18Ni11 (304) 和 00Cr18Ni11 (304L) 的差别主要是含碳量不同，前者含碳量不大于 0.12%，后者含碳量不大于 0.03%，因而焊

表 8-2 典型材料的物理性能

钢种	密度 $g/cm^3$	比电阻 $\mu\Omega \cdot cm$	磁性	比热容 $10^3 J/(kg \cdot K)$ (0~100°C)	平均线膨胀系数, $\times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$					热导率, $W/(m \cdot ^\circ\text{C})$		纵向弹性系数 $\times 10^3 \text{ MPa}$
					0~100°C	0~316°C	0~538°C	0~649°C	0~816°C	100°C	500°C	
					碳钢	7.86	15	有	0.50	11.4	11.5	
302	7.93	72	无	0.50	17.3	17.8	18.4	18.7		16.29	21.48	193.2
304	7.93	72	无	0.50	17.3	17.8	18.4	18.7		16.29	21.48	193.2
316	7.98	74	无	0.50	16.0	16.2	17.5	18.5	20.0	16.29	21.48	193.2
321	7.93	72	无	0.50	16.7	17.1	18.5	19.3	20.2	15.95	22.15	193.2
347	7.98	73	无	0.50	16.7	17.1	18.5	19.1	20.0	15.95	22.15	193.2

接加热和冷却循环后在热影响区中可能析出的碳化物有差别；当奥氏体不锈钢中的含磷和含硫量达到 0.15% 时，对焊接质量的影响很大，它将导致焊缝金属产生严重的裂纹。钼在钢中的作用是提高材料的抗腐蚀性能，特别是抗 Cl<sup>-</sup> 腐蚀及在高温下获得较高的蠕变强度，但在焊接时，钼会促使热影响区中碳化物的析出，因此含钼的奥氏体不锈钢的含碳量严格控制不大于 0.08%。

为防止钢加热时或焊接过程中出现敏化温度范围内碳化铬沿晶间析出，为防止  $Cr_{23}C_6$  或  $(Cr \cdot Fe)_{23}C_6$  的析出，形成电位较负的贫铬区，可采用 1050~1150°C 的固溶处理或采用超低碳合金，即使钢中含碳量小于 0.08%，在冶金上也采用在钢中加入稳定化元素，如 Ti、Nb 等。奥氏体不锈钢与铁素体或马氏体不锈钢相比较，焊接性能好，且焊接接头有较好的韧性，这对于波纹管的成形十分有利。但奥氏体不锈钢热膨胀系数比碳钢大 50%，导热系数仅为碳钢的 1/3，致使奥氏体不锈钢在焊接过程中因热输入而产生较大的变形。因此，在焊接时应采取预防变形措施。

波形膨胀节在腐蚀环境中工作时，由于在波峰处介质流动不畅，易引起介质的浓缩。故应考虑焊接接头的耐蚀性问题。

## 2.2 波纹管焊接接头的耐蚀性

### (1) 晶间腐蚀

奥氏体不锈钢晶间腐蚀的温度范围为 450~850°C 称此为敏化温度。在此温度进行敏化处理时，由于过饱和的 C 向晶粒界面的扩散要比 Cr 扩散快，在晶界附近，C 和 Cr 结合成碳化物  $Cr_{23}C_6$ ，并在晶界沉淀析出，形成晶粒边界附近的贫 Cr 区，当该区的 Cr 含量降低到钝化所需的极限以下时，就会加速该区的腐蚀而发生晶间腐蚀。反复多次的补焊会加剧焊缝及热影响区的敏化。

含 Ti、Nb 等稳定化元素和超低碳的奥氏体不锈钢不存在敏化问题，焊接条件下的敏化温度在 600~1000°C。为防止晶间腐蚀，在焊接时要尽量降

低焊缝区的含碳量，或添加稳定化元素 Ti 或 Nb。

刀状腐蚀是焊接接头中的一种特殊的晶间腐蚀，通常只发生在稳定化的奥氏体不锈钢过热区，这是因为 Ti 或 Nb 在高温时（1200℃ 以上）起不到稳定化作用，导致贫铬区的出现，为防止刀状腐蚀，最好采用超低碳不锈钢，如果采用稳定化不锈钢，则含碳量应不大于 0.06%。

综上，为防止奥氏体不锈钢产生晶间腐蚀和刀状腐蚀，在选用膨胀节材料时应注意如下。

① 尽量选用超低碳不锈钢，或稳定化不锈钢。

② 严格控制焊接工艺的各个环节，快速冷却，缩短在敏化区的停留时间，使焊接接头保持一次稳定状态。焊后对焊件进行酸洗、钝化或抛光处理等措施。

③ 对于某些特殊要求的焊件，可采用焊后热处理，即 1050~1150℃ 的固溶处理或 850~900℃ 的稳定化处理，使其进入二次稳定化状态。

## (2) 应力腐蚀

应力腐蚀断裂是在远低于材料屈服极限的低应力情况下，在腐蚀环境中突然萌生裂纹，并以极快的速度扩展，事先无任何征兆，因此危害极大。拉应力和电化学介质共同作用是奥氏体不锈钢应力腐蚀的特点。从波纹管的受力分析来看，工作时的波纹管，不论是否已采用焊后热处理消除焊接残余应力，但总有部分处于拉应力状态，因此仍不能完全消除应力腐蚀<sup>[7]</sup>。

奥氏体不锈钢的应力腐蚀敏感度与晶粒大小有关，晶粒越大，应力敏感度越大。奥氏体不锈钢的应力腐蚀破坏是穿晶的，断口呈脆性断裂特征。

奥氏体不锈钢在下列环境中极易产生应力腐蚀：氯离子、氟离子、海水、NaOH-H<sub>2</sub>S 水溶液、NaOH-H<sub>2</sub>O<sub>2</sub> 溶液、连多硫酸（H<sub>2</sub>S<sub>n</sub>O<sub>6</sub>，n = 2~5）、高温高压含氧高纯水、含氯离子的冷凝水等。因此，波纹管除首先要选材合理外，制造过程中应防止划伤，焊后进行稳定化处理，对因焊接或加工产生的应力可用喷丸、滚压焊缝等来消除拉应力。

## (3) 均匀腐蚀

焊接过程中，接头部位由于保护不善，引起合金元素的大量烧损，降低了金属材料中铬的含量，影响其抗蚀能力。

## 2.3 焊接方法及设备

### 2.3.1 焊接方法

金属膨胀节用波纹管的焊接属于薄壁零件的焊接，其关键是要要求焊接电源在小电流时能稳定燃烧。适用于薄壁奥氏体不锈钢和高温合金薄板焊接的方法有钨极氩弧焊（TIG 焊）和等离子弧焊（PAW）。

#### (1) 钨极氩弧焊（TIG 焊）

TIG 焊是采用氩气作为保护气体, 焊接时隔绝周围空气对熔融金属及钨极的有害作用。使用钨电极, 易于维持恒定的弧长, 焊接过程稳定, 焊缝成形好, 适于全位置焊接, 能较好地控制线能量。

TIG 焊有手工焊和自动焊两种, 按焊接设计要求, 可以添加或不添加焊丝。当板厚大于 1.5mm 时必需添加焊丝, 否则焊缝凹陷, 使强度降低。

### (2) 直流脉冲钨极氩弧焊 (DC-PTIG 焊)

DC-PTIG 焊用可控脉冲电流加热焊件。其焊缝的形成过程见图 8-13。该方法的特点如下。

① 焊接过程中熔池金属冷凝快, 高温停留时间短, 可以减少热敏金属材料焊接时产生裂纹的可能。

② 对焊件的热输入少, 在焊接薄壁或超薄壁工件时, 能减少焊接接头的热影响区和焊接变形。

③ 焊缝金属在高温停留时间短, 可减少受周围空气污染的机会。

④ 焊缝是由焊点相互重叠而成的, 由于脉冲电流对点状熔池有较强的搅拌作用, 且熔池冷凝速度较快, 故焊接金属组织细密, 树枝状结晶不明显。

⑤ 能对焊件热输入和熔池尺寸进行精确控制, 易获得均匀的焊接深度, 焊缝根部均匀焊透。对波纹管工件的全位置焊接或悬空焊接都较有利。

### (3) 等离子弧焊 (PAW 焊)

PAW 焊使用一种专门的等离子弧焊枪, 这种焊枪采用水冷铜喷嘴, 并

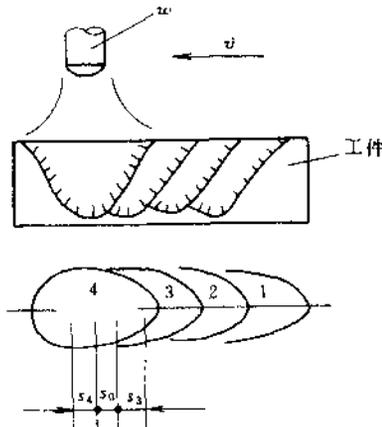


图 8-13 DC-PTIG 焊缝的形成

$s_1$ —形成第三焊点时脉冲电流作用的区间;

$s_4$ —形成第四焊点时脉冲电流作用的区间;

$s_0$ —基值电流作用的区间

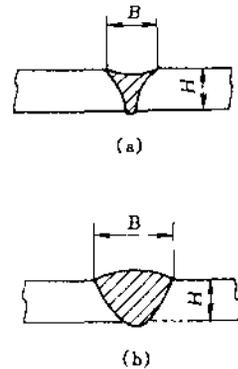


图 8-14 焊缝深宽比

(a) PAW 焊; (b) TIG 焊

使钨极末端内缩到喷嘴孔道里去,焊接时,喷嘴内通有等离子气。与 TIG 焊相比,PAW 焊具有以下特点。

① 等离子弧的弧柱温度高,能量密度大,等离子弧对焊件加热集中,熔透能力强,焊接速度快,PAW 焊的焊缝截面形状较窄,深宽比大(见图 8-14),焊接变形小。

② 等离子弧的弧态近似圆柱形,焊接过程中若弧长有波动,熔池表面的加热面积变化也不大,容易获得均匀的焊缝成形。

③ 等离子弧工作稳定,小电流 PAW 焊可用于箔片的焊接。

④ 钨极内缩到喷嘴孔道里面,可避免电极和焊件相接触,消除了焊缝金属产生夹钨缺陷。

PAW 焊设备比同样容量的 TIG 焊设备价格高 1~4 倍,其维修费用也因经常更换喷嘴而比 TIG 高。在工业发达国家 PAW 焊或脉冲 PAW 焊已被广泛采用。

### 2.3.2 焊接设备的选用

金属膨胀节用波纹管的焊接设备主要有手工和自动两类焊接设备。手工焊设备包括焊接电源、控制器、焊枪及连接附件。自动焊设备则还有传动机构和装夹设备,并配有送丝机构。对于高性能的专机,还具有弧长波动监控功能单元。

#### (1) 焊接电源

TIG 焊和 PAW 焊均要求电源有陡降的外特性,小电流 PAW 则需垂降的外特性。

电源的额定工作电流与焊接电源额定负载持续率(%ED)有密切关系。负载持续率取低值,焊接工作电流允许稍微高出额定工作电流而不致损坏焊接电源。PAW 焊、TIG 焊常用 ZXG7-300-1 弧焊整流器。脉冲 PAW 焊 DCPTIG 焊常用 ZPG~200 型。近年又出现可控硅整流弧焊电源和晶体管弧焊电源,这两种电源可给出恒流外特性,能自动补偿电网电压的波动,且具有宽广的电流调节范围。当前可用于焊接波纹管管坯的焊接电源还有逆变、微等离子、电子束、激光等电源。

#### (2) 控制器

控制器用于对焊接程序及焊接参数进行控制,脉冲焊由于需要脉冲电流的调制,相对要复杂些。TIG 焊焊机和典型 PAW 焊机的部分技术参数见表 8-3 和表 8-4。

#### (3) 专用焊机的结构

##### ① 纵缝焊机

纵缝焊机由传动系统、装夹系统、变位系统和夹具组成。

表 8-3 直流手工 TIG 焊机型号及技术参数

技术参数	焊机型号	
	WSMJ-120	NSAI-300-2
电源电压, V	380	380
空载电压, V	31	70
工作电压, V	11~15	12~20
电流调节范围, A	12~120	30~300
额定焊接电流, A	120	300
钨极直径, mm	1~2.5	1~6
冷却水流量, L/min	1	1
配用电源	晶体管电源	ZXG-300N
用途	焊壁厚 0.3~3mm 不锈钢工件	焊 1~10mm 不锈钢工件

表 8-4 PAW 焊机部分技术数据

技术参数	焊机型号				
	WLH-30		WLH-60		LH-300
额定工件电源, A	30		60		300
电流调节范围, A	焊接	1~30	焊接	1~60	60~300
	堆弧	2	堆弧	1~10	
电源功率, kW	2.82		9.0		
%ED	60		65		60
延时系统 时间, s	提前供气	1			2~4
	滞后关气	5			8~16
	电流衰减	1~6			1~10
	离子气衰减				1~15
电 源	ZXG2-300		ZXG-300		

a. 传动系统 传动系统的精度直接影响产品焊缝的成形, 它由伺服电机、控制单元、高精度导轨及传动丝杠合理配置而成。设计和选用传动系统时应注意: 焊接速度在 80~800mm/min 范围内均可调; 设置焊接速度显示仪表; 具备必要的传动精度。

b. 装夹系统 是保证工件的相对位置定位准确, 减少焊接热过程引起的变形, 以免由于工件的翘曲使得弧长波动, 甚至造成钨极与熔池接触引起短路和焊缝夹钨。二要创造良好的散热条件, 这在波纹管管坯焊接中尤为重要。因为良好的热边界条件可缩短焊接接头金属高温停留时间, 防止由于过烧而造成合金元素严重氧化烧损, 起到辅助保护作用。同时, 还有利于晶粒细化。保证焊接接头应有的耐蚀性及塑性加工性能。

装夹系统宜采用气动装夹, 以求动作快捷, 装夹力度易于调节, 气源气压以 0.3~0.5MPa 为佳; 琴键式压块要采用无磁性材料, 以免产生严重的电弧偏吹, 影响焊接质量, 琴键式压块不宜太宽, 以免造成纵向加紧力

不均。

纵缝焊机装夹结构示意图 8-15。

## ② 环缝焊机

环缝自动焊一般用于膨胀节的组焊，环缝焊机由变位系统和夹具组成。

a. 变位系统 其作用是保证工件按设定的角速度在焊枪下平稳回转。若采用滚轮架组支持工件回转时，与波纹管接触的滚轮应该用橡胶轮，以免划伤工件。

由于是添加填充焊丝的焊接，变位运动精度允许比纵缝焊低 1~2 级。另外，允许利用波纹管波节的某一型面作为基准面对环缝位置进行变位状态下的跟踪。

焊接时，工件处于回转状态，搭电位置应选择接管或法兰，避免直接通过波纹管工件搭电。实际生产中还应考虑回转可能引起波纹管的振动。

b. 夹具 不同直径或连接形式的膨胀节产品，在环缝组焊时需要对应的焊接工装夹具。因此，环缝焊的夹具不如纵缝焊的装夹系统通用性强。

典型的夹具是卡环式外夹夹具和胀环式内撑式夹具。外夹夹具使用时，需要考虑波纹管直边段长度对使用空间的限制，对内撑胀环夹具，则不存在此问题。

## (4) 弧长跟踪系统

常见的弧长跟踪系统有两种。一是机械仿形跟踪系统，采用滚轮弹簧机构进行仿形跟踪，系统造价低，精度不高；二是利用弧长与弧高的函数关系进行焊接电弧弧长调控，系统精度高，但监控和执行机构比前者复杂。

机电模拟跟踪系统适用于 TIG 焊。机械仿形跟踪系统对 PAW 无疑是最经济实用的。图 8-16 为自动 TIG 焊弧压（弧长）控制系统。

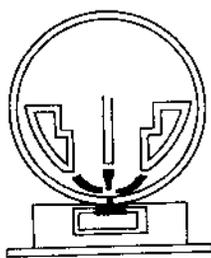


图 8-15 纵缝焊机装夹结构示意图

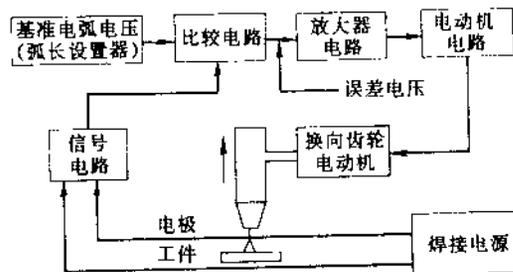


图 8-16 自动 TIG 弧长控制系统图

## 2.4 焊接质量的影响因素

### 2.4.1 焊接工艺参数

金属波纹管是薄壁壳体，壁厚为 0.2~4.0mm，采用单焊道焊接时，焊

缝熔深与工件壁厚  $\delta$  相等。焊接的主要工艺参数为焊接电流、电压和焊速，其对熔宽  $B$ 、熔深  $H$ （见图 8-14）的影响如下。

以 0.5mm 工件为例，TIG 焊对接时主要工艺参数与焊缝熔宽  $B$  之间的关系为

$$B = 0.054 e^{0.088I} v^{-0.16} U^{0.9}$$

式中  $I$  —— 焊接电流，A；

$v$  —— 焊速，mm/min；

$U$  —— 电压表指示弧压，V；

$B$  —— 焊缝熔宽，mm。

随着工件壁厚与焊接电流等其它因素的变化，上式虽不能普遍适用，但也能说明在一定工艺条件下，诸工艺因素对焊缝熔宽的影响趋势

采用 DC-PTIG 焊焊接波纹管时，为获得连续气密的焊缝，要求焊点之间应有一定的相互重叠量（75%），一般焊点间距（ $L_d$ ）和脉冲频率（ $f_m$ ）存在着以下关系

$$L_d = v/f_m$$

式中  $v$  —— 焊速，mm/s；

$f_m$  —— 脉冲频率，1/s；

$L_d$  —— 焊点间距，mm。

等离子焊的焊缝成形与波纹管采用哪种成形方法有很大关系。PWA 焊的弧长波动对焊缝的熔宽和熔深的影响不很显著。

#### 2.4.2 焊接接头设计

##### (1) 0.6mm 以下薄壁管组焊接头的设计

0.6mm 以下薄壁波纹管与法兰或接管组焊时，由于材料物理性能和工件几何尺寸相差悬殊，存在热边界条件的差异，当接头形式处理不当时，易使波纹管直边段先熔化，而接管与法兰远未达到熔化的温度时即导致焊接失效。此时，若从接头的结构尺寸进行适当的处理，可以使问题得到解决，这种结构设计可参见图 8-17。

##### (2) 矩形补偿器的焊缝设计与工艺性

矩形补偿器的拼缝数目和位置与拐角形式（见图 8-18）有关。从焊接工艺性方面考虑，风箱角的拐角形式焊缝分布施焊较为方便。其余三种拐角形式焊接可达性均较差，不利于施焊。美国 EJMA 标准指出，矩形补偿器的轴向刚度与拐角形式有关，具体采用哪种焊缝分布应综合考虑。

#### 2.4.3 夹具设计

夹具可能影响焊缝截面尺寸、形状和均匀性。应注意选好夹具用的材料，工件和夹具之间接触部分的设计。使用夹具有利于焊缝质量的稳定，也

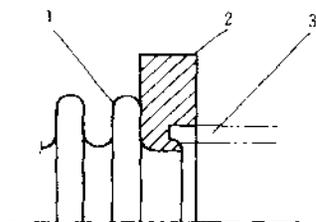


图 8-17 薄壁管组焊接头形式

1—波纹管；2—法兰；3—接管

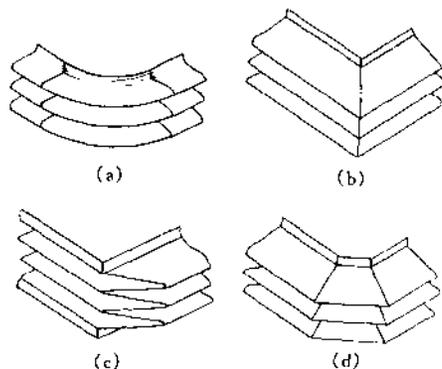


图 8-18 矩形补偿器的拐角形式

(a) 圆角；(b) 单斜角；(c) 风箱；(d) 双斜角

有利于生产自动化。即使是手工焊，采用夹具也能大大节省校正接头间隙的时间，提高效率。

对薄壁不锈钢工件，用紫铜垫板支托焊缝最好，因为紫铜不能与薄的工件焊在一起，并且紫铜垫板有利于焊缝的快速冷却。应注意当铜垫板中的坡口非常窄时，常会造成焊缝根部熔深粗糙不平。

为避免磁偏吹，不应采用可被电弧电流磁化的材料做焊接电弧的夹具。

#### 2.4.4 焊接材料

当壁厚超过 1.5mm 时需填加焊丝金属。焊丝的选用见表 8-5 和表 8-6。

表 8-5 与管坯材料相匹配的焊丝牌号

管坯材料牌号	焊丝牌号	
	一般要求	特殊要求
0Cr18Ni9Ti 1Cr18Ni9Ti	H0Cr21Ni10	H0Cr20Ni10Ti H0Cr20Ni10Nb
0Cr19Ni9	H0Cr21Ni10	
0Cr17Ni12Mo2		H0Cr19Ni12Mo2
0Cr17Ni14Mo2		H00Cr19Ni12Mo2
00Cr19Ni9		H00Cr21Ni10

不锈钢焊接区颜色和保护效果的评估见表 8-7，其中标记“×”是指波纹管在焊接加工时不允许出现的。钨极与喷嘴的选用可参考有关的“焊工手册”。实际生产中，当瓶中 Ar 或 H<sub>2</sub> 的压力低于 1MPa 时应停止使用。

表 8-6 膨胀节组焊时焊丝牌号的选用

波纹管材料牌号	接管材料牌号	焊 丝 牌 号	
		新牌号	旧牌号
0Cr19Ni9	A <sub>3</sub> , B <sub>3</sub> , 20	H1Cr24Ni13	H1Cr25Ni13
0Cr18Ni9Ti	25, 30, 35		
1Cr18Ni9Ti			
0Cr19Ni9	0Cr19Ni9	H0Cr21Ni10	H0Cr19Ni9
1Cr18Ni9Ti	1Cr18Ni9Ti	H0Cr20Ni10Ti	H0Cr19Ni9Ti
0Cr18Ni9Ti	0Cr18Ni9Ti	H0Cr20Ni10Nb	H0Cr19Ni9Nb
0Cr17Ni12Mo2	0Cr17Ni12Mo2	H0Cr19Ni12Mo2	H0Cr19Ni12Mo3
	1Cr18Ni9Ti		
0Cr17Ni12Mo2	0Cr18Ni9Ti	H1Cr24Ni13	H1Cr25Ni13
	A <sub>3</sub> , B <sub>3</sub>		
00Cr17Ni12Mo2	00Cr17Ni12Mo2	H0Cr19Ni12Mo2	
	0Cr19Ni9		

表 8-7 不锈钢焊缝表面颜色与保护效果评估

焊接效果	最好	良好	较好	不良	最差
焊缝颜色	银白、金黄	蓝色	红色	灰色、	黑色、

## 2.5 波纹管焊接工艺参数

典型的波纹管焊接规范见表 8-8~表 8-14。膨胀节组焊时，定位点焊的焊接电流值应比表列数值大 10%~15%，以保证完全焊透。

表 8-8 波纹管管坯 DC-PTIG 焊接规范参数

壁厚, mm	电流, A		时间, s		弧压, V	焊速 mm/s	氩气流量 L/min	压板间距 mm
	$I_1$	$I_m$	$T_m$	$T_1$				
0.25	0.8~1.8	6~7	0.06	0.06	12	8.3	3	5~6
0.4	0.8~2.0	13~15	0.06	0.06	11	7	4	6~7
0.5	0.8~2.0	19~21	0.16	0.06	10	5.6	4	8~10

注：平口对接，钨极  $\phi 1.0$ ， $\theta = 30^\circ$  尖角，钨极外伸长度 8mm，弧长 0.5~0.7mm。

表 8-9 波纹管管坯 PAW 焊接规范参数

壁厚 mm	焊接方式	焊接电流, A (直流正极性)	焊速 mm/s	喷孔直 径, mm	等离子气流量 L/min	保护气体	
						L/min	成分
0.25	手工焊接	6	3.3	0.76	0.24	10	Ar+1% H <sub>2</sub>
0.5		15	4.2				Ar
0.5		17	10.2				Ar+5% H <sub>2</sub>
0.76		10	1.2				Ar
0.76		10	2.1				Ar+1% H <sub>2</sub>
1.3		13	2.0				Ar+5% H <sub>2</sub>
1.6		17	1.2				Ar+10% H <sub>2</sub>
0.76	自动焊接	11	2	0.76	0.3	10	Ar+5% H <sub>2</sub>
1.5		28	2	1.2	0.4	10	Ar+5% H <sub>2</sub>

注：背面保护气体：Ar 5L/min。

表 8-10 不锈钢波纹管管坯对接自动 TIG 焊典型规范参数

壁厚, mm	对接不加填充焊丝			对接加填充焊丝			
	焊接电流 A	氩气流量 L/min	焊速 mm/min	焊接电流 A	氩气流量 L/min	电弧电压 V	焊速 mm/min
0.3	12~20	3~4	500~830	30~45	5~6	11~15	580~750
0.5	30~40	4~5		50~80	6~8		
0.8	70~90			80~100	6~9		
1.2							
2.0	120~130	7~8	300~580	120~130	10~112		330~580
3.0	须加填充焊丝			125~135	14~16		330~420

表 8-11 单层波纹管与接管搭接 TIG 焊典型规范参数

波纹管壁厚 mm	接管壁厚 mm	焊接电流 A	焊丝直径 mm	钨极直径 mm	焊枪喷嘴直径 mm	氩气流量 L/min
0.8	4.5~8	85~100	1.6	1.6	8	6~7
1.2	6~10	120~140	2		10	7~9
2.0	8~14	165~180				
3.0	12~18	195~220	3	2.0	12	8~11

表 8-12 多层波纹管与接管搭接 TIG 焊典型规范参数

波纹管壁厚(mm) ×层数	接管壁厚 mm	焊接电流 A	焊丝直径 mm	钨极直径 mm	焊枪喷嘴直径 mm	氩气流量 L/min
0.5×2	4.5×8	110~120	1.6	2	8	6~7
0.5×3	6~10	120~140	2.0	2.5	12	8~10
0.8×2	6~12	130~150				
0.8×3	8~14	180~200	2.5	3	16	12~14
1.0×2	8~12	160~180				
1.0×3	10~16	220~240				

表 8-13 波纹管与接管端接 TIG 焊典型规范参数

波纹管壁厚, mm	焊接电流, A	钨极直径, mm	喷嘴直径, mm	氩气流量, L/min
0.4	25~30	1.6	8	6~8
0.5	27~32			
0.8	35~40			
1.0	45~55	2	10	7~9
0.4×2	32~38			
0.5×2	40~50			

表 8-14 多层波纹管端面 TIG 焊典型规范参数

波纹管壁厚(mm) ×层数	钨极直径 mm	焊接电流 A	焊速 mm/min	焊枪喷嘴直径 mm	氩气流量 L/min
0.4×2	1.6	8~12	300~320	6	6~7
0.5×2		13~15	320~340		
0.5×3		16~18	300~320		
0.8×2	2.0	20~25	280~300	8	7~9
0.8×3		25~30	220~250		
1.0×2		24~30	280~300		
1.0×3	2.5	30~35	250~270	10	8~10
1.2×2		30~35	280~300		
1.5×2		35~40	250~270		

## 参 考 文 献

- 1 Б. С. Альмов. Химическое и нефтяное Машиностроение. 1984, (4): 35~37
- 2 李永生. 波纹管制造. 管道技术与设备, 1993, (3)
- 3 王林海, 狄士庚. U型波纹管的液压成形. 管道技术与设备. 1995 (4)
- 4 黎廷新. 多层膨胀节. 化工炼油机械. 1976, (1)
- 5 金学良, 李洁. 管环制造技术探讨. 第五届全国膨胀节学术交流会. 1996, (9)
- 6 吴胜军. 奥氏体不锈钢波纹膨胀节焊接技术(一)-(四). 管道技术与设备. 1996, (4~6)~1997, (1)
- 7 Standards of The Expansion Joints Manufacturer Association, Inc. 1998
- 8 中国机械工程学会焊接学会. 焊接手册(材料的焊接). 北京: 机械工业出版社, 1992
- 9 中国机械工程学会. 焊接手册(焊接方法与设备). 北京: 机械工业出版社
- 10 黄静文译. 焊接手册(第二卷焊接方法第七版). 美国焊接学会. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 11 余尚和. 焊接工艺人员手册. 上海: 上海科技出版社, 1991
- 12 张修智. 气体保护焊. 电力工业出版社, 1982
- 13 Bellows Expansion Joints Flexible Connectors. HFT LIMITED

## 第9章 膨胀节的质量控制、性能试验与运输安装

### 1 膨胀节的质量控制

膨胀节是由多个零件组成的整体，哪一个零件不符合要求，都有可能影响膨胀节的性能，不能实现预期的补偿效果，甚至引发事故，造成生命财产的巨大损失。因此，对膨胀节各个零件都必须有明确的技术要求。不仅要有设计制造的技术要求，还要明确装配安装的技术要求。本章主要说明 U 形波纹管膨胀节制造质量要求与装配安装质量要求，其他方面的要求见在本书有关章节。

#### 1.1 波纹管的质量控制

波纹管的技术要求应包括材料选择，结构设计和制造等方面。以下主要介绍制造质量的控制、检验。

##### 1.1.1 管坯的质量控制要求

① 根据图样的设计要求，选用有质保书的材料，并符合国家有关标准的要求。如奥氏体不锈钢，应符合 GB 3280、GB 4237 等标准要求。如果有特殊要求，或对材料的化学成分与力学性能有怀疑时，应对材料进行理化检验，确认材质符合要求，方能投产。在生产中必须按图样要求，精确放样下料。

② 波纹管不应有环焊缝，纵焊缝以最少为原则。U 形波纹管允许的纵焊缝条数，可参见表 10-3。

③ 对管坯外观和尺寸检查合格的纵向焊缝应进行探伤检查。

设计压力大于 1.6MPa、用于气体介质的膨胀节，设计压力大于 2.5MPa、用于液体介质的膨胀节，及用于易燃易爆或中等危害以上有毒介质的膨胀节，应对焊缝外表面和可进行探伤操作的内表面进行 100% 的着色渗透探伤或者 100% 的射线探伤。

对设计压力大于 0.1MPa 小于等于 1.6MPa、用于气体介质的膨胀节，及设计压力大于 0.1MPa、小于等于 2.5MPa、用于液体介质的膨胀节，对每批同材料同厚度的纵焊缝应进行至少 10% 的抽样着色渗透探伤或射线探伤，同时，抽样应不少于一条焊缝。

着色渗透探伤只适用于管坯厚度不大于 2mm 的单道焊缝。验收标准

为：不允许有裂纹等线状显示、四个或四个以上边距小于 1.5mm 的成行密集圆形显示、任一 150mm 焊缝长度内五个或五个以上直径大于 1/2 管坯厚度的随机分散的圆形显示。

对射线探伤，厚度大于 2mm 的钢板焊缝，要求达到 JB 4730—94 中规定的 II 级要求。管坯壁厚小于 2mm 时，射线探伤焊缝缺陷等级应为 GB 16749—97 中附录 B 规定的合格级。

### 1.1.2 U 形波纹管的质量控制要求

① 波纹管的结构参数波高和波距是根据力学性能要求决定的，并同时顾及材料的成形性能。国内有关标准和技术条件中，一般都规定波高、波距和波纹段长度的尺寸公差应为 GB/T 1800.3—98 表 1 中 IT18 级，极限偏差为  $\pm IT18/2$ 。

② 波纹管直边段外径公差。当采用内插于端管的连接形式时，应为 GB 1801—79 表 1 和 GB 1802—79 表 1 中的 h12 级。当外套于端管时，应为 GB 1801—79 表 2 和 GB 1802—79 表 2 中的 H12 级。

③ 波纹管两端同轴度公差值。当公称直径小于等于 200mm 时，为  $\phi 2\text{mm}$ ；当公称直径大于 200mm 时，为公称直径的 1%，且小于等于 5mm。

④ 波纹管两端面与主轴线垂直度公差为公称直径的 1%，且不大于  $\phi 5\text{mm}$ 。

⑤ 波纹管是既承受位移载荷又承受压力载荷的补偿元件，应力状态比较复杂，应避免产生附加的应力集中，因此，要求波纹管表面不得有大于钢板负偏差的划痕、凹坑或凹凸不平。对小于钢板负偏差的划痕、凹坑及凹凸不平，需修磨圆滑。波纹管的圆弧段与侧壁要圆滑过渡。对于机械胀形等成形方法，允许波纹管有轻微的模片压痕，但是，有些生产单位在采用机械胀形的方法制造波纹管时，由于在胀制过程中一次膨胀量过大，又未及时多次转动，成形后也未进行滚胀，结果模片压痕较深，甚至会凹凸不平，这样会使波纹管受载时处于不利的应力状态，局部出现应力集中，应予避免。

⑥ 对于多层膨胀节的波纹管，层间的情况对质量有明显影响。为了尽量达到各层能均匀承载的目的，对层间间隙有具体要求，我国 GB/T 12777 标准规定，当公称直径不大于 1500mm 时，间隙应小于等于 0.8mm；当公称直径大于 1500mm 时，其间隙应小于等于 1.5mm。从强度角度考虑，各层纵焊缝的位置应沿圆周方向均匀错开。应保证各层间管坯的表面清洁，不能有水、油或其他污物。多层波纹管的直边段端部应进行氩弧焊或滚焊封边，使端口各层熔为整体。出于安全考虑，有些设计者从内层第二层开始在直边段上开设泄放孔，这样可避免由于内层泄漏而导致外层强度不足发生爆破失效。

## 1.2 膨胀节装配质量要求

① 为了保证膨胀节的装配质量，装配人员应该熟悉掌握膨胀节的工作原理、各零件的作用及质量要求、装配质量的控制方法等内容。装配前，应对膨胀节的有关零件进行选配，确定装配过程。如果在装配过程中，能保证焊接质量、能正确合理地控制几何公差，并随时作检验，则装配质量会得到保证。

② 焊接要根据图样要求进行。焊接应有完整的焊接工艺规程，必须由持证的合格焊工施焊。波纹管与端管、中间管等零件连接的环缝，必须采用氩弧焊或等离子焊。当波纹管单层厚度大于 3mm 时，可采用电弧焊。焊缝应平整，表面不得有裂纹、气孔、夹渣等缺陷。必要时可做煤油渗漏、着色渗透检验或气密试验。焊接过程中应采取有效的保护措施，防止烧穿或焊渣飞溅到波纹管上。此外，也同样应该注意保证其它受力零件（如端板、拉板、立板等）之间或与端管之间的焊接质量。

③ 膨胀节与管道或设备采用对接焊连接时，两端管应按图样要求开设坡口；当膨胀节与管道或设备采用法兰连接时，应按图样要求选配法兰，法兰的技术要求也应满足相应法兰标准的规定。在实际工作中，选错法兰时有发生，必须予以注意。

④ 膨胀节两端面同轴度，两端面与轴线的垂直度要求与波纹管相一致。

波纹管处于自由长度状态下，膨胀节外连接端面间尺寸极限偏差应符合表 9-1 的要求。

表 9-1

mm

外连接端面间尺寸	极限偏差
≤900	±3
>900~3600	±6
>3600	±9

⑤ 膨胀节设有导流筒时，在装配完成后，要标明内部流体的流动方向。若不标明，很可能安装时搞错方向，反而会增加流体阻力，操作中也可能引起较为强烈的振动，严重时会使导流筒脱落。

⑥ 为保证在运输过程中不损坏波纹管，应采取有效的保护措施。对于无约束的膨胀节，应设有装运杆，对波纹管外露的膨胀节，可根据需要设计外护套，以免波纹管碰伤。法兰密封面也需要注意保护，以防碰伤划痕，特别是径向划痕，有可能引起流体的泄漏。

⑦ 膨胀节装配结束、试验合格后，应喷涂油漆。对于装运杆和其它保护装置，涂黄色油漆，非不锈钢构件的外表而涂一层防锈底漆，但距端管焊接坡口 50mm 范围内不应涂漆。法兰密封面、销轴、球面垫圈与锥面垫圈

的配合面应涂防锈油脂。不锈钢和耐蚀合金波纹管及其它不锈钢构件不涂油漆。

⑧ 产品出厂必须有质量合格证书。合格证书一般应包括：型号和出厂编号，性能参数，检验结论等。

## 2 膨胀节性能测试

膨胀节力学性能和安全性测试的主要项目有：耐压试验、气密试验、应力测定、刚度测定、稳定性试验、疲劳试验和爆破试验等。试验应遵循国家或行业的有关标准与技术条件的要求，也可参考国外有关标准和技术条件。

### 2.1 耐压试验

膨胀节产品出厂前，都要按规定进行耐压试验。目的是检验膨胀节在超工作负荷条件下的强度，检验是否具备在设计载荷下安全运行的能力，同时，可检验膨胀节的致密性，检查材料、结构和制造工艺中可能存在的问题。

耐压试验时，要求两端用盲板密封，还要将两端固定，使膨胀节在压力试验时不得伸长。同时要测量各波间的波距。

#### (1) 液压试验

液压试验时的试验压力按下两式中较小值选取。

$$P_T = 1.5P_d \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} \quad (9-1)$$

$$P_T = 1.5P_{sc} \frac{E_b}{E_b^t} \quad (9-2)$$

式中  $P_T$ ——试验压力，MPa；

$P_d$ ——设计压力（内压或外压），MPa；

$P_{sc}$ ——波纹管两端固支时柱失稳的极限设计内压，MPa；

$E_b$ 、 $E_b^t$ ——分别为试验温度下及设计温度下波纹管材料的弹性模量，MPa；

$[\sigma]$ 、 $[\sigma]^t$ ——分别为试验温度和设计温度下材料的许用应力，MPa；当

$$\frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} > 1.8 \text{ 时, 则取 } 1.8。$$

外压式膨胀节也按式 (9-1) 决定试验压力。

耐压试验时，应注意检验波纹管波距的变化。在试验压力下，对于不带加强环（或稳定环）的波纹管，受压时最大波距与受压前波距之比不得大于 1.15；对于带加强环的或  $\Omega$  形波纹管，受压时最大波距与受压前波距之比不得大于 1.20。如果经过分析不能保证膨胀节在试验压力下限制波距的变

化在规定范围内,可考虑适当降低试验压力。最后是否降压试验,须由技术负责人决定。

液压试验时,可用室温水作试验介质。对奥氏体不锈钢波纹管膨胀节,试验用水的氯离子含量应不超过 25mg/L。试验时,压力应缓缓上升,当加压至设计压力后,压力应逐级增加,每级压力级差不超过试验压力的 10%,一直升至规定的试验压力,并保压 10 分钟,此时,各连接部位和焊缝处应无渗漏、无异常变形和异常响声,并测量波距,分析波距的变化,判断是否发生失稳现象,并作出质量结论。试压情况及结论应及时记录在试验报告上,试验结束后,应排尽水,并擦干净膨胀节内外表面的水渍。

液压试验中,要注意到试验介质温度和环境温度,因为,试验温度低于材料的脆性转变温度时,有可能导致材料发生低应力脆断事故。参照《压力容器安全技术监察规程》的规定,当端管、中间管和法兰为碳钢或 16MnR 制造时,试压时的水温和环境温度不应低于 5℃,当为其它低合金钢时(不包括低温用钢),控制温度不低于 15℃。其它材料制膨胀节的液压试验温度按图样设计规定要求。

液压试验前,应进行必要的强度校核,使波纹管和相关接管的一次总体薄膜应力不得超过所用材料在试验温度下屈服点的 90%。若强度校核不合格,由技术负责人处理,可作出降压试验的决定。

液压试验时,首先应将膨胀节内部充水,排净滞留在膨胀节内的气体,静置一段时间,待膨胀节温度与液体介质温度相同后方可升压。试验过程中,必须保持膨胀节外部表面干燥、清洁。

试验装置所用压力表应在检验有效期内,最大量程为试验压力的 1.5~3 倍为宜。精度应符合要求,低压情况精度不低于 2.5 级,中压情况精度不低于 1.5 级。并应安装在显著位置。

## (2) 气压试验

当液压试验不足以反映膨胀节各点的试压要求,或者因其它原因不适合进行液压试验时,可考虑进行气压试验。试验压力按式 (9-3) 及式 (9-4) 较小值选取。

$$P_t = 1.1 P_d \frac{[\sigma]_b}{[\sigma]_b'} \quad (9-3)$$

$$P_t = 1.1 P_{sc} \frac{E_b}{E_b'} \quad (9-4)$$

式中,符号含义同前。

气压试验时,现场必须有可靠的安全防护措施,膨胀节的主要焊缝也应进行 100% 的无损探伤检测。

气压试验介质一般为干燥、清洁的空气，也可以是氮气或其它惰性气体。试验温度也同样有一定要求，受压筒节和法兰为碳素钢或低合金钢时，试验用气体温度不得低于 15℃，对于其它材料，则根据图样要求。

试压过程中，首先升压至规定的试验压力的 10%，保压 5～10 分钟，并对所有焊缝和连接部位进行初次检查，若无泄漏，可继续升压至规定试验压力的 50%，若无异常情况，按每级为规定试验压力的 10% 逐级升压到试验压力，保压 10 分钟，然后再降至设计压力进行检查。此间压力应保持不变。不得采用连续加压的方式维持压力，不得在有压力的情况下紧固螺栓，经用肥皂水或其它方法检验后，无漏气、无可见异常变形为合格。

## 2.2 气密性试验

膨胀节气密性试验的主要目的是检验焊缝及各个可拆连接密封部位的致密性和密封性，以保证膨胀节在工作条件下严密不漏。在工程上并非所有膨胀节都要进行气密性试密。按规定，只有当工作介质为易燃易爆或为中度危害以上时、真空条件下操作且真空度大于 0.085MPa 时或对泄漏有特殊要求时，才进行气密性试验。

易燃介质是指与空气混合的爆炸下限小于 10% 或爆炸上限和下限之差值大于等于 20% 的气体，如：甲胺、乙烷、乙烯、氯甲烷、环氧乙烷、环丙烷、氢、丁烷、三甲胺、丁二烯、丁烯、丙烷、丙烯、甲烷等。

中度危害介质，按 GB 5044《职业性接触毒物危害程度分级》的规定是指最高允许浓度为 1.0～10mg/m<sup>3</sup> 的介质。危害程度按规定共分四级，其中，中度危害属Ⅲ级，极度危害属Ⅰ级。中度危害介质如：二氧化硫、氨、一氧化碳、氯乙烯、甲醇、氧化乙烯、硫化乙烯、二硫化碳、乙炔、硫化氢等。

气密性试验应在耐压试验合格后进行，若耐压试验为气压试验时，则无需进行气密性试验。气密性试验压力一般取 1～1.05 倍的设计压力。气密性试验前，应使膨胀节两端固定，防止试验时端部发生位移。试验压力应缓慢上升，达到规定试验压力后至少保持 10 分钟，然后降至设计压力进行检查，不得有泄漏现象。试验介质温度应不低于 5℃。

气密性试验时应采用以下方法检查是否泄漏。

① 在焊缝、法兰等连接部位涂抹发泡剂（如用质量比为 10% 的肥皂水）进行检查。若有泄漏，该处会出现鼓泡。

② 沉水检查。对于尺寸不大的膨胀节，可将其沉没于水池中检查，根据有无气泡冒出，判断是否严密。

③ 在试验气体介质中加入 1% 的氨气，在外壁焊缝等处贴上比焊缝宽 20mm 的试纸，观察有无颜色变化，判断是否泄漏。例如，用酚酞试剂浸渍

过的试纸遇氨气就呈现红色。

在进行气密性试验时,也要有相应的安全防护措施。

## 2.3 刚度测定

### (1) 测定方法

膨胀节的刚度可以在专用测试设备上测定,也可以在材料力学试验机上测定。在简易装置上测定时,可以利用测力计或拉压力传感器测定载荷,同时用有关量具测定对应的位移量,求得刚度。给出的刚度应注明是单波刚度还是整体刚度。

### (2) 轴向工作刚度的决定

膨胀节的波纹管,当位移较小时,其应力状态在弹性范围,载荷和位移呈直线关系,当位移较大波纹管应力状态进入塑性范围就不再保持直线关系。

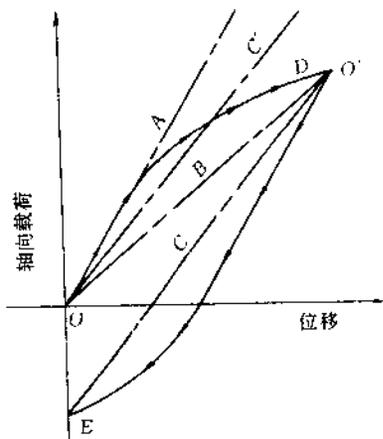


图 9-1 波纹管力-位移关系曲线

图 9-1 表示波纹管轴向载荷和位移的关系,曲线 D 为轴向作用力和位移变化的实际对应关系,加载初为直线,当位移增加到一定程度后则变为曲线。卸载时为直线,若反向进行轴向加载,可回复到初始位置。曲线 A 为按理论公式计算的结果,但位移较小时,和 D 曲线相吻合。由图可见,此时若以 A 作为轴向工作刚度,则设计时给出的弹性反力会比实际大,若以连接  $OO'$  的 B 曲线作为轴向工作刚度,则设计给出的弹性反力比实际小。若以连接  $O'E$  的直线 C 平移至  $C'$  作为

轴向工作刚度,则给出的弹性反力值居于 A 和 B 之间,但与实际值还是有一定的出入。在工程设计中,可按具体情况设计。

有些工程设计,需要准确地掌握波纹管的轴向工作刚度,此时,生产厂家应说明所提供的刚度的由来。必要时,需对实际产品进行测试,以便提供产品的准确载荷-位移关系特性。

## 2.4 稳定性试验

稳定性试验的目的在于测定使波纹管发生失稳时介质的临界内压值。

试验时,应采取措施使波纹管处于平直状态,同时要两端固定,在试验中端部不得发生任何位移。在稳定性试验前应对各波距进行测量记录。

稳定试验时,波纹管轴线可以处于水平位置,也可以处于垂直位置。但是,对于水平安装且柔度较大的波纹管,最好在水平位置进行试验。试验中

在外部不对波纹管的波纹进行任何约束，除非这种约束是膨胀节整个结构上的零件所造成的。

在试验过程中测定波距时，应在波纹变形最大的平面内测量。

进行稳定性试验的介质一般为水。加压应逐级进行，每级间的压力差不超过预计失稳压力的 10%，中途不得卸载。试验中应逐级分别测量波纹管各部位的波距变化和中间 1—2 个波的横向挠曲位移。

## 2.5 疲劳试验

### (1) 试件

膨胀节疲劳试验的试件，应是有代表性的合格产品。试件的波数应不少于 3 个，波纹的波形及制造工艺应符合有关标准要求。试验前，应全面掌握波纹管的各种参数。

### (2) 疲劳试验条件

疲劳试验应在专用的疲劳试验机上进行，目前常用的疲劳试验机有液压式和机械式两种。

对于设计温度在材料蠕变温度以下的膨胀节，试验可在常温下进行。

在进行疲劳试验时，波纹管可以是常压，也可以采用变化的压力。后者更接近于膨胀节的实际使用工况。其循环位移可以是拉压对称位移循环，也可以是从自由长度进行轴向压缩至规定值的位移循环。决定循环试验速率时，应以位移在各波间能较均匀地分配为原则，一般每分钟不超过 30 次为宜。

疲劳试验中，当波纹管出现穿透性裂纹时，即认为已发生疲劳破坏。此时测得的循环寿命，即为膨胀节的实际疲劳破坏寿命（次）。

在疲劳试验中，各波的变形可能不一致，要注意观察各波距的变化。在进行疲劳破坏寿命计算时，可根据各波距循环位移的实际测量值和波纹管的实际尺寸进行。同时，为便于分析，也要根据图样上的名义尺寸进行计算，最后列表进行比较。

## 2.6 爆破试验

### (1) 加压试验时 U 形波纹管的变化过程

膨胀节爆破试验装置和液压试验装置基本相同。进行爆破试验时，由于不断地加压，波纹管的变形过程大致如下。当压力逐渐升至设计压力时，波纹管外形无明显变化。当压力继续升高，波纹管会出现失稳现象。当直径较小，波数较多时，即  $L/D$  比值较大时（ $L$  为波纹管长度， $D$  为波纹管直径），往往会发生柱失稳，否则，可能发生平面内失稳。当出现失稳后继续加压，此时，波谷可能部分地被压扁。压力继续上升，失稳加剧。再继续加压，则波纹管产生明显周向鼓胀，并会发生波形局部明显鼓出，波谷也被拉

出。内压再继续升高，最后会发生爆破，爆破裂口一般是沿经向的。一般爆破压力可达设计压力的5倍，甚至更高。

### (2) U形波纹管的爆破压力计算

U形波纹管在加压过程中，形状变形很大，又不规则，而且变形形状与长径比等参数有很大关系，因此，还没有建立较完善的爆破压力计算公式。在此推荐按式(9-5)计算爆破压力。

$$P_b = \frac{(1.14W + 4h)\delta_m m \sigma_b}{(D_i + 2h)W} \quad (9-5)$$

$$\delta_m = \delta \left( \frac{D_i}{D_i + h + m\delta} \right)^{0.5} \quad (9-6)$$

式中  $W$ ——波距，mm；

$h$ ——波高，mm；

$D_i$ ——波纹管内径，mm；

$\delta_m$ ——不锈钢波纹管一层的实际厚度，mm；

$m$ ——厚度为 $\delta$ 的层数；

$\delta$ ——一层波纹的名义厚度，mm；

$\sigma_b$ ——波纹管材料在操作温度下的抗拉强度，MPa；

$P_b$ ——爆破压力，MPa。

爆破试验的实测爆破压力值和按式(9-5)计算的爆破压力值见表9-2。

表 9-2 波纹管爆破压力的计算值和实测值

试件号	波纹管材料	波纹形状	波纹尺寸, mm				层数	波数	爆破压力, MPa	
			内径	波高	波距	一层名义厚度			计算值	实测值
1	0Cr18Ni10Ti	U	219	37.5	42.5	0.5	2	5	9.25	8.6
2	1Cr18Ni9Ti	U	192	25.5	22	0.5	1	9	6.7	5.4

注：1号试件材料的 $\sigma_b = 630\text{MPa}$ ；2号试件材料的 $\sigma_b = 600\text{MPa}$ 。

## 3 膨胀节的运输、安装和使用

### 3.1 运输方法

#### (1) 设置运输固定装置

运输固定装置是为了在运输过程保持膨胀节总长度不变而设置的刚性支承件，如装运螺栓、角钢等。固定装置还可用来对波纹管进行预拉伸或预压缩，使其安装长度等于设计值。但本装置不能用以承受压力（试验压力或工作压力）产生的推力。

固定装置在管道安装完毕后，应立即拆除。如果不拆除，管道处于刚性状态，由于气温的变化、或者水压试验的水温与管道的温度不同，都会产生一定的位移，将使管路附件遭到损坏。

## (2) 包装

要采用合理的包装措施,以保护膨胀节在运输和贮存中不被损坏。例如,用木格棚箱包装,并把膨胀节与箱体固定,波纹部分不能与箱体相碰。在露天运输或贮存时,还要采取措施防潮。

### 3.2 安装和使用方法

膨胀节的包装箱要放置在清洁干燥不易与其他物件相碰撞的地方。安装之前不要清除保护涂层,不要取出干燥剂。

安装前,要仔细阅读安装说明书和施工图,膨胀节的形式、规格、固定管架、导向架、支架等都要符合设计要求。同时,要仔细检查膨胀节在运输过程中是否有损坏,确认完好后方可进行安装。

在安装过程中,要特别注意以下事项。

① 安装长度不能任意改变,不能利用膨胀节的变形来补偿安装误差(管道的压缩、拉伸错位)。

② 对于有导流筒的膨胀节,必须使导流筒方向与介质的流动方向一致。

③ 对于平面铰链型膨胀节,必须使膨胀节的转动平面与位移转动平面一致。

④ 运输固定装置,在安装前不能拆除,以保证安装长度等于设计值。在一个单元管道安装完毕后必须拆除,使膨胀节恢复补偿作用。

⑤ 不允许电焊渣飞溅到波纹管上,以免损伤波纹管,如果焊渣飞溅到膨胀节的活动部件,会使波纹管无法正常活动而失去补偿作用。

⑥ 膨胀节周围要留有足够的空间,以保证膨胀节在设计范围内能自由运动。

⑦ 所有导向支架、固定支架未正确安装之前,不要进行水压试验或真空试验。

⑧ 吊装位置不能设在波纹管上。

⑨ 用法兰连接的膨胀节,管段中的一个法兰,要在螺栓孔调整对中后进行焊接。

⑩ 膨胀节在运行过程中,要定期进行维修。

## 参 考 文 献

- 1 国家技术监督局 .GB/T 12777—99《金属波纹管膨胀节通用技术条件》
- 2 全国压力容器标准化技术委员会 .GB 150—98《钢制压力容器》
- 3 钱逸,吕忠良主编.压力容器安全技术基础.北京:中国劳动出版社,1990
- 4 Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association, Inc. 6th Edition. 1993
- 5 鲍乐.多层膨胀节在非异常条件下的爆破失效分析.压力容器.1997,(1): 41~46
- 6 黎廷新等.膨胀节内压爆破的试验研究.压力容器.1997,(1): 24~28

## 第 10 章 国内外波形膨胀节标准

标准是产品设计、产品质量控制的依据，膨胀节的设计同样必须有这样的依据。五六十年代在石化、电力、冶金、造船、宇航等行业已有了不完整的膨胀节标准，大多是引用国外的标准，且大部分为原苏联的标准。到 80 年代，我国参照国外先进工业国家的标准，根据我国国情也陆续地制订出了一大批自己的标准。

### (1) 国内膨胀节常用标准

GB/T 12777 《金属波纹管膨胀节通用技术条件》

GB 16749 《压力容器波形膨胀节》

GB 12522 《不锈钢波形膨胀节》(主要为船用)

JB 2388 《金属波纹管》

JB/T 6169 《金属波纹管》

JB/T 6171 《多层金属波纹管膨胀节》

CB 1153 《金属波形膨胀节》

CB 613 《不锈钢波形膨胀节》

CJ/T 3016 《城市供热管道用波纹补偿器》

HGJ 526 《多层 U 型波纹管膨胀节系列》

CD 42B3 《单层 U 型波纹管膨胀节系列》

CD 42A19 《石油化工管道用 U 型膨胀节设计技术规定》

GJB 1996 《管道用金属波纹管膨胀节通用规范》(军用)

### (2) 国外较有影响的标准

美国《膨胀节制造商协会标准》(EJMA)

美国机械工程师学会 (ASME)《锅炉及压力容器》第 VIII 卷第一分册附录 26 《压力容器和换热器膨胀节》

美国机械工程师学会 (ASME) B31.3 《工艺管道规范》附录 Y 《金属波纹管膨胀节》

美国军用标准 MIL-E 《管道用金属波纹管膨胀节通用规范》

原苏联:ГОСТ 21744 《多层金属波纹管技术条件》

ГОСТ 23129 《补偿器用带加强环金属波纹管技术条件》

ГОСТ 24553 《补偿器用带加强环单层金属波纹管技术条件》

原“经互会”标准 CTCЭB 4351 《波形膨胀节强度计算方法》

英国 BS 6129 PART 1 《金属波纹膨胀节》  
 德国 AD 压力容器规范 B13 《单层波形膨胀节》  
 法国 CODAP C.8 章 《波形膨胀节设计规定》  
 日本 JIS B 8277 《压力容器的膨胀节》  
     JIS B 2352 《波纹管膨胀节》

### (3) 较有影响的公司标准

美国 M.W.Kellogg 公司标准  
 日本 TOYO 公司标准  
 英国 Teddington 公司推荐尺寸系列  
 德国 HYDRA 公司推荐的尺寸系列等

从目前各国标准内容看, 大部分都是以美国 EJMA 标准为基础, 根据国情和行业情况制订出自己的标准, 只有德国 AD 规范有所不同。俄罗斯则有自己的标准体系, 除原“经互会”国家采用, 其它国家目前已很少采用。

无论国内或国外的膨胀节标准均可分为两大类。一类是规范类型的标准, 即通用性的技术要求的标准, 其中除对设计公式做出了具体规定外, 对生产制造和使用管理方面也提出了指导性意见, 但对实际产品的几何尺寸、性能等不做具体规定, 如美国 EJMA 标准、ASME 标准、英国 BS 标准, 我国的 GB/T 12777 标准等。另一类则属于产品标准, 其中除有通用性的技术要求外, 还具体给出了膨胀节的结构尺寸、规格及补偿性能、疲劳寿命、产品质量等项内容, 如我国的 GB 16749 标准、俄罗斯的几项标准(技术条件)、日本的 JIS B 2352 标准等

## 1 GB/T 12777 《金属波纹管膨胀节通用技术条件》

本标准是以美国膨胀节制造商协会(简称 EJMA) 标准为依据, 参考国内外标准和厂商产品样本, 结合国内的科研、设计和生产实践以及用户的使用经验, 在广泛征求设计、生产、使用单位意见的基础上编制而成的。

本标准 99 版包括: (1) 范围; (2) 引用标准; (3) 定义; (4) 分类; (5) 要求; (6) 试验方法; (7) 检验规则; (8) 标志; (9) 包装、运输、贮存; 附录 A 波纹管设计(标准的附录); 附录 B 结构件设计(提示的附录)。

本标准适用于安装在管道中其挠性元件为整体成形无加强 U 形、加强 U 形和  $\Omega$  形波纹管的网形膨胀节的设计、制造和检验

### 1.1 定义与分类

#### 1.1.1 定义

各种型式膨胀节术语、定义的表达包括: 结构、主要位移形式、受力约束条件功能、用途等内容。标准中给出的 17 个定义为如下。

- ① 波纹管膨胀节 (bellows expansion joints)
- ② 波纹管 (bellows)
- ③ 单式轴向型膨胀节 (single axial expansion joint)
- ④ 单式铰链型膨胀节 (single hinged expansion joint)
- ⑤ 单式万向铰链型膨胀节 (single gimbal expansion joint)
- ⑥ 复式自由型膨胀节 (untied double expansion joint)
- ⑦ 复式拉杆型膨胀节 (tied double expansion joint)
- ⑧ 复式铰链型膨胀节 (double hinged expansion joint)
- ⑨ 复式万向铰链型膨胀节 (double gimbal expansion joint)
- ⑩ 弯管压力平衡型膨胀节 (bend pressure balanced expansion joint)
- ⑪ 直管压力平衡型膨胀节 (straight pressure balanced expansion joint)
- ⑫ 外压单式轴向型膨胀节 (externally pressurized single axial expansion joint)
- ⑬ 加强环 (reinforcing ring)
- ⑭ 均衡环 (equalizing ring)
- ⑮ 加强套环 (reinforcing collars)
- ⑯ 成形态 (as-formed condition)
- ⑰ 热处理态 (heat-treated condition)

### 1.1.2 分类

产品分类一般按产品型式和规格两种技术特性划分。膨胀节产品型式见表 10-1, 由膨胀节结构型式、波纹管结构型式及膨胀节端部连接型式三个因素组成。膨胀节产品规格由设计压力、公称直径和设计位移量三个主要因素构成, 分别反映膨胀节的尺寸、耐压能力和位移能力。

表 10-1 膨胀节产品型式及代号

膨胀节型式	代号	膨胀节型式	代号
单式轴向型	DZ	复式铰链型	FJ
单式铰链型	DJ	复式万向铰链型	FW
单式万向铰链型	DW	弯管压力平衡型	WP
复式自由型	FZ	直管压力平衡型	ZP
复式拉杆型	FL	外压单式轴向型	WZ
波纹管型式	代号	端部连接型式	代号
无加强 U 形	U	焊接	H
加强 U 形	J	法兰	F
Ω 型	O		

## 1.2 设计

### 1.2.1 波纹管设计

波纹管、加强环或均衡环、导流筒的设计及膨胀节自振频率的计算等应

按 GB/T 12777 标准中附录 A 的有关规定。

波纹管设计温度应根据所预计的波纹管金属实际工作温度确定并应低于波纹管材料的蠕变温度。

波纹管设计应满足耐压强度、稳定性和疲劳寿命要求。附录 A 给出相关的设计计算公式，对于波纹尺寸也作相应规定，它有利于减小 U 形或  $\Omega$  形波纹管应力集中并保证不降低其耐压性能。

附录 A 给出的波纹管平均疲劳寿命计算式，只适用于奥氏体不锈钢或形态波纹管，并在  $10^3 \sim 10^5$  周次范围内有效。本标准的疲劳寿命安全系数取为  $n_f \geq 10$ 。

当波纹管管坯纵焊缝经 100% 着色或射线探伤合格，且焊缝内外表面都齐平时，波纹管纵焊缝系数  $c_{wb}$  可以取为 1.0。

### 1.2.2 结构件的设计

焊接结构件的焊接接头宜按等强度原则进行设计。膨胀节中受压筒节、受力约束件等结构件的设计应按 GB/T 12777 标准中附录 B 的规定。

## 1.3 材料

### 1.3.1 波纹管材料

常用波纹管材料见表 10-2。波纹管材料应按其工作介质、外部环境和温度等条件适当选用。所有波纹管材料均应为固溶处理状态。对于按 GB/T 4237 《不锈钢热轧钢板》选用的奥氏体不锈钢板，其表面质量应符合 I 表面组别要求。对于按 GB 3280/T 《不锈钢冷轧钢板》选用的奥氏体不锈钢板，其表面加工应符合标准中规定的 No.2D 或 No.2B 表面加工等级要求。

表 10-2 常用波纹管材料

名称	牌号	建议使用温度范围,℃	标准号
奥氏体不锈钢	0Cr18Ni10Ti	200 - 550	GB 4237
	0Cr17Ni12Mo2		
	0Cr18Ni9	200 - 425	GB 3280
	00Cr19Ni10		
	00Cr17Ni14Mo2		
耐蚀合金	NS111	- 200 - 700	GB/T 15010
	FN-2		CB 1330

### 1.3.2 受压筒节

膨胀节的端管、中间管、法兰接管等受压筒节用材料，一般应与安装膨胀节管道的管子材料相同或相近。

### 1.3.3 受力件

膨胀节的拉杆、铰链板、万向环、销轴及其连接附件等承受波纹管压力

推力的受力件用材料应按其设计条件适当选用。

## 1.4 制造

### 1.4.1 波纹管

波纹管应采用液压、滚压或冲压等整体成形方法成形。若用薄钢板卷制管坯只允许有全焊透的对接纵向焊缝，不允许有环向焊缝。管坯纵向焊缝条数见表 10-3，各相邻纵向焊缝间距应不小于 250mm。

表 10-3 管坯纵向焊缝条数

管坯长度 mm	管坯外径, mm						
	≤250	>250~600	>600~1200	>1200~1800	>1800~2400	>2400~3000	>3000~4000
≤1000	1	≤2	≤3	≤4	≤5	≤6	≤8
>1000	1	≤2	≤4	≤6	≤8	≤10	≤13

管坯纵向焊缝应采用自动氩弧焊或等离子焊方法施焊。管坯纵向焊缝表面应无裂纹、气孔、咬边和对接错边，凹坑、下塌和余高均不应大于板厚的 10%，焊缝表面应呈银白色或金黄色，可呈浅兰色。

波纹管成形之前应对管坯纵向焊缝进行着色渗透探伤或射线探伤。

多层波纹管各层管坯的套合间隙，对于公称直径不大于 1500mm 的波纹管，不应大于 0.8mm；对于公称直径大于 1500mm 的波纹管，不应大于 1.5mm。套合时各层管坯间纵向焊缝位置应沿圆周方向均匀错开。多层波纹管直边段端口应采用氩弧焊或滚焊封边，使端口各层熔为整体。

U 形波纹管波峰、波谷曲率半径的极限偏差应为名义曲率半径的 ±15%，波峰、波谷与波侧壁间应圆滑过渡。

Ω 形波纹管平均半径的极限偏差应为波纹管名义平均半径的 ±15%，圆度公差应为波纹管名义平均半径 15%。

若要求对波纹管进行热处理，应按有关材料标准或图样规定的热处理制度进行，热处理后的波纹管应进行酸洗、钝化处理。

### 1.4.2 受压筒节

公称直径不大于 350mm 的膨胀节，其受压筒节宜用无缝钢管制造。公称直径不小于 400mm 的膨胀节，其受压筒节宜用钢板卷筒焊接制造。受压筒节纵向焊缝和环向焊缝一般应进行局部射线探伤。探伤长度不应小于各条焊缝长度的 20%，且不小于 250mm，并应包含所有相交的焊缝。端管的焊接连接端对接焊缝坡口面角度应为  $30^\circ \pm 2.5^\circ$ ，钝边尺寸为 1~2mm。端管壁厚大于相接管线中管子壁厚时，应按 GB/T 985 标准中的要求削薄。

波纹管与受压筒节连接的环向焊缝宜为全焊透波纹管壁厚的对接型焊缝，波纹管与受压筒节连接型式宜为内插型式或外套型式（见图 10-1）。

波纹管连接环向焊缝应采用氩弧焊或等离子焊方法施焊。受压筒节的承

插口和坡口面宜采用机械方法加工。波纹管连接环向焊缝表面应无裂纹、气孔、夹渣、焊接飞溅物、咬边和凹坑，余高应不大于波纹管壁厚，且不大于1.5mm。并应进行着色渗透探伤。

## 1.5 检验与试验方法

### 1.5.1 检验

膨胀节产品检验分为型式检验和出厂检验两类。

#### (1) 型式检验项目

包括：外观检查、尺寸检查、焊缝探伤、压力试验、煤油渗漏试验、气密性试验、疲劳试验。型式检验时，所有膨胀节的管坯纵向焊缝均应进行100%的着色渗透探伤或射线探伤，所有膨胀节的波纹管连接环向焊缝都应进行100%的着色渗透探伤。水压试验时应测量波纹管的波距变化率。

#### (2) 出厂检验项目

包括：外观检查、尺寸检查、焊缝探伤、压力试验、煤油渗漏试验、气密性试验。

### 1.5.2 试验方法

#### (1) 外观检查

目视或用适当倍数的放大镜进行外观检查，结果应符合本标准相关条款的要求。

#### (2) 尺寸检查

用精度符合公差要求的量具进行线性尺寸偏差和形位偏差检查。

#### (3) 焊缝探伤

管坯纵向焊缝及波纹管连接环向焊缝的着色渗透探伤方法按 JB 4730 标准的规定。管坯纵向焊缝及受压筒节焊缝的射线探伤方法按 JB 4730 标准中的规定。

#### (4) 压力试验

试验装置应保证试验时膨胀节两端固定和有效密封，波纹管以其自由长度处于直线状态。水压试验介质应符合 GB 150—98 标准中要求的自来水；气压试验介质应为干燥洁净的压缩空气。试验时应缓慢升压，达到规定试验压力后保压至少 10min。

#### (5) 煤油渗漏试验

将焊缝能够检查的一面清理干净、涂以白粉浆，晾干后在焊缝另一面涂以煤油，使表面得到足够的浸润，经至少半小时后检查白粉上是否有油渍。

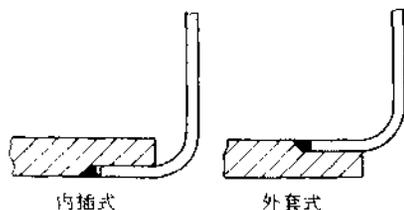


图 10-1 波纹管与受压筒节连接型式

### (6) 气密性试验

气密性试验应在水压试验合格后进行,当压力试验采用气压试验方法时可不进行气密性试验。可以用皂泡法对焊缝检漏,小直径膨胀节可以浸入水槽内检漏。

### (7) 疲劳试验

试验应在专用的疲劳试验装置上进行,疲劳试验装置应保证能约束波纹管压力推力与位移反力,并能保证施加的试验轴向循环位移与波纹管轴线同轴。试验波纹管应为所有其它项目型式检验合格的波纹管,其波数不少于二个。试验介质可为压缩空气、自来水或油等。对于波纹管设计温度低于材料蠕变温度的膨胀节,试验温度为室温。试验压力等于设计压力,试验过程中压力波动值不应大于试验压力的 $\pm 10\%$ 。试验循环位移应是轴向循环位移,试验循环位移范围应等于设计轴向位移量或设计相当轴向位移量。试验位移循环速率应以使试验循环位移在各波纹中均匀分配所需时间确定,且应小于30周次/min。疲劳试验结果应符合本标准中相关的要求。

## 2 GB 16749《压力容器波形膨胀节》标准

GB 16749—97《压力容器波形膨胀节》是在GB 150—89《钢制压力容器附录E, U形膨胀节计算》和JB 1121—83《波形膨胀节》标准的基础上,结合压力容器和化工机械与设备行业的特点,参照美国EJMA等国外标准和国内相关标准,并吸收国内近几年膨胀节科研、制造与检验技术以及设计、制造、质量控制等方面的成果与实践,经修改、补充而形成的,是较为完整的综合产品标准。1997年正式颁布执行。

该标准规定了金属波纹管膨胀节(以下简称“膨胀节”)的设计、制造、检验、验收、贮存、安装及基本参数与尺寸等。

该标准适用于钢制压力容器、钢制管壳式换热器和压力容器用无加强单层或多层U形膨胀节。管路膨胀节亦可参照值用。

该标准适用的膨胀节,设计压力不大于6.4MPa,设计温度范围根据钢材允许的使用温度确定。

该标准不适用于直接火焰加热的压力容器用膨胀节。

本标准正文共计10章和两个附录,包括:(1)范围,(2)引用标准,(3)总则(规定了膨胀节设计、制造单位的职责、焊接和无损检测人员的资格、膨胀节各部分名称以及厚度附加量等),(4)产品分类(规定了膨胀节结构型式、规格和膨胀节的标记方法),(5)材料(列出了波纹管材料牌号、规定了材料质量、验收要求、遵循的材料标准和技术要求),(6)设计计算(规定了不带加强装置U型膨胀节的计算方法),(7)制造(对波纹管成形、

焊接、热处理、波的形状和表面质量、无损检测、组装与套合、尺寸与公差、产品质量及评定等提出了具体要求), (8) 检验与验收 (规定了膨胀节压力试验、致密性试验、性能试验内容、方法、判废依据以及出厂检验和型式检验的项目和要求等), (9) 质量证明书、标志、油漆、包装、运输 (规定了相应的内容和技术要求), (10) 贮存与安装 (对膨胀节的贮存和安装提出了相应的要求), 附录 A (标准的附录) “膨胀节的基本参数与尺寸” (规定了膨胀节的基本参数与尺寸, 给出了波纹管疲劳寿命和位移量、温度与位移、温度与刚度、波数与位移量的计算和修正曲线), 附录 B (标准的附录) “不锈钢薄板焊缝射线探伤质量分级” (规定了厚度小于 2mm 不锈钢波纹管焊缝 X 射线照相方法及质量分级)。

## 2.1 设计计算

### 2.1.1 符号说明

$C_1$  —— 钢板厚度负偏差, mm;

$C_2$  —— 腐蚀裕量, mm;

$C_p$  —— 系数, (见图 2-20)

$C_f$  —— 系数, (见图 2-19)

$C_d$  —— 系数, (见图 2-18)

$D_c$  —— 直边段加强圈平均直径, mm,

$$D_c = D_b + 2m\delta + \delta_c$$

$D_m$  —— 波纹管平均直径 (见图 10-2), mm,

$$D_m = D_0 + h$$

$D'_0$  —— 波纹管直边段平均直径, mm,

$$D'_0 = D_b + m\delta$$

$D_b$  —— 波纹管直边段与波纹内径, mm;

$D'_0$  —— 容器圆筒外直径 (波纹管直边段外直径与波根外直径), mm;

$E_b$  —— 室温下波纹管材料的弹性模量, MPa;

$E_{bc}$  —— 操作温度变化范围内, 波纹管材料下限温度时的弹性模量, MPa;

$E_{bH}$  —— 操作温度变化范围内, 波纹管材料上限温度时的弹性模量, MPa;

$E_b^d$  —— 设计温度下波纹管材料的弹性模量, MPa;

$E_c^d$  —— 设计温度下加强圈材料的弹性模量, MPa;

$E_s^d$  —— 容器壳体材料在设计温度下的弹性模量, MPa;

$e_1$  —— 一个波的轴向位移, mm;

$F$  —— 膨胀节总轴向力, N;

$h$  —— 波纹管波高, mm;

$K$  —— 膨胀节一个波的轴向弹性刚度, N/mm;

$K_u$  —— 膨胀节总体轴向弹性刚度, N/mm;

$k$  —— 系数,

$$k = \frac{L_4}{1.5 \sqrt{D_b S}} \quad \text{当 } k > 1 \text{ 时, 取 } k = 1;$$

$L_4$  —— 波纹管直边段长度, mm;

$l$  —— 波纹管波的长度 ( $= nW$ ), mm;

$L_c$  —— 直边段加强圈 (也称为压环、套箍) 长度, mm;

$L$  —— 波纹管长度 ( $= l + 2L_4$ ), mm;

$m$  —— 波纹管的层数 (单层波纹管,  $m = l$ );

$N_c$  —— 波纹管的疲劳破坏循环次数;

$[N]$  —— 波纹管的许用循环次数;

$N_d$  —— 波纹管的操作循环次数;

$n_f$  —— 疲劳寿命安全系数,  $n_f > 1.5$ ;

$n$  —— 波纹管的波数;

$P$  —— 设计压力, MPa;

$P_T$  —— 试验压力, MPa;

$P_S$  —— 膨胀节平面失稳压力, MPa;

$\delta$  —— 波纹管一层材料的名义厚度, mm;

$\delta_c$  —— 波纹管一层材料的有效厚度 ( $= \delta - C_1 - C_2$ ), mm;

$\delta_c$  —— 直边段加强圈的有效厚度, mm;

$\delta_p$  —— 考虑成形过程中厚度减薄时, 波纹管一层材料的厚度, mm,

$$\delta_p = \left( \frac{D_b}{D_m} \right)^{0.5} \delta$$

亦可采用成形薄后的实测值;

$W$  —— 波纹管一个波的波长, mm;

$T_f$  —— 疲劳寿命的温度修正系数, 用于未进入蠕变范围的波纹管,

$$T_f = \frac{E_{bc}}{E_{bf}}, \quad \text{室温条件下 } T_f = 1$$

$\sigma_c$  —— 内压引起的直边段加强圈周向薄膜应力, MPa;

$\sigma_d$  —— 内压引起波纹管直边段周向薄膜应力, MPa;

- $\sigma_1$  —— 内压引起波纹管周向薄膜应力, MPa;  
 $\sigma_2$  —— 内压引起波纹管经向薄膜应力, MPa;  
 $\sigma_3$  —— 内压引起波纹管经向弯曲应力, MPa;  
 $\sigma_4$  —— 轴向位移引起的波纹管经向薄膜应力, MPa;  
 $\sigma_5$  —— 轴向位移引起的波纹管经向弯曲应力, MPa;  
 $[\sigma]^t$  —— 设计温度下波纹管材料的许用应力值, MPa;  
 $[\sigma]_c^t$  —— 设计温度下加强圈材料的许用应力值, MPa;  
 $\sigma_s^t$  —— 设计温度下波纹管材料实际屈服点, MPa;

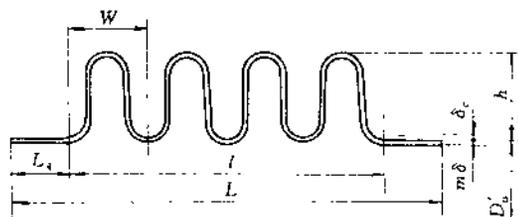


图 10.2 U形波纹管

## 2.1.2 计算公式

- (1) 内压引起的波纹管直边段的周向薄膜应力

$$\sigma_r = \frac{P D_0^2 L_4 E_b^t k}{2[m \delta E_b^t L_4 D_0 + \delta_c k E_c^t L_c D_c]} \quad \text{MPa}$$

- (2) 内压引起的直边段加强圈周向薄膜应力

$$\sigma_c = \frac{P D_c^2 L_4 E_c^t k}{2(m \delta E_b^t L_4 D_0 + \delta_c k E_c^t L_c D_c)} \quad \text{MPa}$$

- (3) 内压引起的波纹管周向薄膜应力

$$\sigma_1 = \frac{P D_m}{2m \delta_p} \left[ \frac{1}{0.571 + \frac{2h}{W}} \right] \quad \text{MPa}$$

- (4) 内压引起的波纹管经向薄膜应力

$$\sigma_2 = \frac{P h}{2m \delta_p} \quad \text{MPa}$$

- (5) 内压引起的波纹管经向弯曲应力

$$\sigma_3 = \frac{P}{2m} \left( \frac{h}{\delta_p} \right)^2 C_p \quad \text{MPa}$$

- (6) 轴向位移引起的波纹管经向薄膜应力

$$\sigma_4 = \frac{E_b \delta^2 e_i}{2h^3 C_f} \quad \text{MPa}$$

(7) 轴向位移引起的波纹管经向弯曲应力

$$\sigma_5 = \frac{5E_b \delta e_l}{3h^2 C_d} \quad \text{MPa}$$

(8) 组合应力

$$\sigma_p = \sigma_2 + \sigma_3 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_d = \sigma_4 + \sigma_5 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_R = 0.7\sigma_p + \sigma_d \quad \text{MPa}$$

### 2.1.3 应力校核

波纹管的各项应力应满足以下条件。

(1)  $\sigma_c$ 、 $\sigma_s$ 、 $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$  应分别小于或等于  $[\sigma]_c'$  与  $[\sigma]_s'$ 。

(2)  $\sigma_p \leq 1.5\sigma_s'$

(3) 对于碳素钢、低合金钢材料波纹管  $\sigma_R \leq 2\sigma_s'$

(4) 对于奥氏体不锈钢材料波纹管，当  $\sigma_R \leq 2\sigma_s'$  时，可不考虑低周疲劳问题，否则应按规定进行疲劳寿命校核。

### 2.1.4 疲劳寿命校核

对于奥氏体不锈钢材料制造的波纹管，当  $\sigma_R > 2\sigma_s'$  时，需要进行疲劳寿命校核。

疲劳破坏时的循环次数按下式计算。奥氏体不锈钢材料常温时的疲劳循环次数也可由图 10-3 查得。

$$N_c = \left( \frac{12820}{T_f \sigma_R - 370} \right)^{3.4}$$

许用循环次数

$$[N] = N_c / n_f$$

设计要求的波纹管操作循环次数  $N_d$  必须小于或等于许用循环次数  $[N]$ 。

### 2.1.5 平面失稳压力

根据平面失稳确定的极限设计压力（两端固定）按下式计算。

$$P_s = \frac{1.4m \delta_p^2 \sigma_s'}{h^2 C_p} \quad \text{MPa}$$

要求  $P \leq P_s$ ， $\sigma_s'$  应取材料成形后的数值。

## 2.2 材料

膨胀节用钢除应符合 GB 150 标准中“材料”章及附录 A“材料的补充规定”的有关要求外，还应符合本标准的规定。

膨胀节采用的材料及代号按表 10-4 的规定。其化学成分、力学性能应符合相应的国家标准或行业标准的要求。

波纹管用奥氏体不锈钢材料应是软态的。对用奥氏体不锈钢板制造波纹

表 10-4 波纹管用材料

名称	材 料			设计压力 MPa	设计温度范围 t	标准号
	牌 号	代 号				
波纹管	Q235—A	(A3)	C	≤1.0	0~350	GB 700
		(Ay3)	Y	≤1.6		GB 912
	Q235—B		B <sub>0</sub>	≤2.5		GB 3274
	Q235—C		C <sub>0</sub>			
	20R		R			GB 6654
	16MnR		M <sub>n</sub>			
	20g		g	≤6.4	> -20~375	GB 713
	20HP		P			GB 6653
	0Cr19Ni9		T			
	0Cr18Ni11Ti		N			GB 3280
	0Cr17Ni12Mo2		M	≤6.4	≤500	GB 4237
00Cr19Ni11		T <sub>0</sub>				
00Cr17Ni14Mo2		Mo				
内衬套 端 管	同 设 备 壳 体 材 料					

注：新材料标准中，0Cr19Ni9改为0Cr18Ni9，0Cr18Ni11Ti改为0Cr18Ni10Ti，00Cr19Ni11改为00Cr19Ni10。

管一般按 GB 4237 标准选用，对厚度大于 4mm 的钢板，按 GB 4237 标准选用时，应注明压力容器用钢板。对厚度小于或等于 4mm 的钢板，当按 GB 3280 标准选用时，其钢板表面质量应为 No.2B 或 No.2D。

含碳量大于 0.25% 的碳素钢和低合金钢（熔炼分析）及非容器用钢不得用于制造波纹管。

壁厚小于 6mm 碳素钢波纹管应采用 20HP 钢板制造。

容积大于 10m<sup>3</sup> 的压力容器不得选用 Q235—A 材料制造波纹管。

采用 20g 钢板制造波纹管，当厚度小于或等于 16mm 时，其钢板应每批取一张按 GB 150 规定分别复验抗拉强度、屈服点、延伸率和常温冲击功（V 型缺口）。

## 2.3 制造

### 2.3.1 成形方法

波纹管应尽量采用整体方法成形，此时波纹管毛坯用钢板卷制不得有环焊缝。

HF 型或 HZ 型单层波纹管允许板料分瓣拼焊（拼焊的钢板不允许存在环焊缝），半波整体冲压，然后采用两个半波零件焊接而成。

### 2.3.2 焊接

(1) 碳素钢和低合金钢波纹管纵、环焊缝应尽量采用自动焊接的方法施焊，奥氏体不锈钢波纹管纵、环焊缝，以及波纹管与端管连接的环焊缝应采

用氩弧焊接或等离子焊接的方法施焊。多层波纹管两直边端部应进行端接焊或滚焊封边，使端口各层溶为整体。

膨胀节对接焊缝和角焊缝应全焊透，其焊缝坡口型式和尺寸应符合 GB 985、GB 986 标准的规定。

(2) 波纹管无论采用何种成形方法，纵焊缝条数都应以最少为原则，并且相邻两条纵焊缝间的距离应不小于 125mm。

(3) 焊缝表面的形状尺寸及外观要求

对接焊缝的表面应与母材表面齐平或允许保留不大于波纹管名义壁厚 10% 均匀的焊缝余高，保留均匀余高的焊缝表面应与母材表面圆滑过渡。内衬套的对接焊缝外表面应修平。

焊缝表面的溶渣和飞溅物必须清除干净，并不得有裂纹、咬边、气孔、弧坑和夹杂等缺陷。纵焊缝不应有错边。

对接焊缝修磨处的厚度不应小于母材厚度，修磨后的焊缝表面也应符合上述的规定。

角焊缝应有圆滑过渡至母材的几何形状。

多层波纹管直边端部端接焊表面应平整，平面度不大于 1mm，端接焊最小厚度不小于波纹管各层名义壁厚之和，且不小于 3mm。

(4) 滚焊焊缝

滚焊焊缝应全焊透，断口不允许有薄板层痕迹。滚焊焊缝的宽度应不小于波纹管各层名义壁厚之和，且不小于 4mm。

滚焊焊缝在多层波纹管直边内，外表面母材处凹深痕迹不得超过波纹管一层名义厚度的 40%，偏移量不超过焊缝宽度 20%。焊缝表面应为银白色，并不得有烧焦、击穿、裂纹、飞溅、焊疤等缺陷。

### 2.3.3 热处理

冷作成形的碳素钢、低合金钢波纹管需进行消除冷作残余应力的热处理。

奥氏体不锈钢波纹管冷成形后不进行热处理。热作成形的奥氏体不锈钢波纹管应进行固溶处理。需要时，加做稳定化处理。

## 2.4 性能试验

性能试验的试验件应是合格的原型波纹管，性能试验每次抽取样品不少于两台，对于试验结果不合格，允许加倍重复试验，若重复试验结果仍有一项指标不合格，则认为性能试验不合格。

### 2.4.1 刚度试验

刚度测量在专用的试验装置上进行。试验时，沿膨胀节的变形方向分别测量施加的轴向力和位移量。一般情况，制造厂仅提供膨胀节理论刚度计算

值,若用户要求,则应提供膨胀节的工作刚度或设计位移量的刚度曲线。

#### 2.4.2 疲劳寿命试验

膨胀节的疲劳寿命试验在专用的试验装置上进行。试验波纹管的波数不得少于3个。

设计温度低于材料蠕变温度的膨胀节,只要考虑了温度修正系数,疲劳寿命试验允许在室温下进行。对于设计温度超过材料蠕变温度的膨胀节,应在设计温度下进行疲劳寿命试验。

#### 2.4.3 稳定性试验

本试验的目的是测定波纹管发生平面失稳时的内压临界值。

试验前膨胀节两端应固定,试验过程中两端部不得发生移动。波纹管在试验时应呈直线状态。

试验前应测量波纹管各波的波距。试验时压力应逐级缓慢上升,每个级间压力差不超过预计失稳压力10%,在每次逐级升压后分别测量波纹管各波的波距变化和中间一个波或两个波的挠曲值。

在试验压力下测量的最大波距与无内压时波距之比大于1.15时的压力为平面失稳压力。

#### 2.4.4 应力试验

在需要了解波纹管应力水平及应力分布情况时应做应变测试,以求得应力值。

### 2.5 基本尺寸的选取

本标准附录A是规定性的,它给出了膨胀节基本参数与尺寸,如:厚度、最大位移量、单波轴向刚度以及单波重量等。但这并不是说某种口径的几种参数必须是此值,比如,同一口径若圆弧半径 $R$ 改变或波高 $h$ 改变,那么通过计算可得出新的位移量、刚度等参数值。设计者可据此选择所需尺寸并得到相应的位移量、刚度等值,而不必再进行应力计算与校核。

附录中,对波高、波距的选取要求如下。

#### (1) 内径的确定

膨胀节的内径与外部连接装置的内径相等,即与压力容器和换热设备的内径相等,本标准为与公称直径相等。按照GB 9019《压力容器公称直径》规定, $DN150 \sim 350\text{mm}$ 以外径为基准(外径159、219、273、325、377mm), $DN400 \sim 2000\text{mm}$ 以内径为基准。

#### (2) 波形外径 $D_w$ 的确定(即波高 $h$ 的确定)

波高 $h$ 主要与波形外径 $D_w$ 有关,波形外径各不相同,即波高 $h$ 值也各不相同。波高 $h$ 值应随公称直径增大而增大。膨胀节外径 $D_w$ 与直边段

外径  $D_0$  之比称为胀形系数  $k$  值  $\left(k = \frac{D_0 + 2h}{D_0}\right)$  一般不小于 1.05, 本标准采用的  $k$  值范围在 1.05~1.4 之间。

(3) 波高  $h$  与波距  $W$  的比值  $\left(\frac{h}{W}\right)$  确定

本标准选取: 薄壁波纹管  $h/W = 0.8 \sim 1.2$ , 厚壁波纹管  $h/W = 0.5 \sim 1$ 。

(4) 波距  $W$  值的确定 (即圆弧半径  $R$  的确定)

波距  $W$  值应根据波高确定, 一定的波高有相应的波距, 考虑到模具的统一和方便管理, 不同的压力级膨胀节尽量将波距取得一致。本标准圆弧半径  $R$  与波高  $h$  的关系  $R = h/2 \sim h/4$ ,  $R \geq 3S$ 。

冲压成形法的波高范围及液压或滚压成形法壁厚与波高的关系。见表 10-5 与表 10-6。

表 10-5 冲压成形法的尺寸要求

mm

圆弧半径 $R_1$ 或 $R_2$	$R_1$ 或 $R_2 \geq 3\delta$ , 但最小不小于 $3\delta$
波 长 $L$	$L = 2R_1 + 2R_2 + 5\delta$ 最小 $L$ 140 + $5\delta$
波 高 $h$	$DN = 300 \sim 500$ $h = (0.2 \sim 0.3)DN$
	$DN = 550 \sim 900$ $h = (0.1 \sim 0.2)DN$
	$DN = 1000$ $h = (0.1 \sim 0.2)DN$

表 10-6 液压或滚压成形法对波纹管壁厚  $\delta$  与波高  $h$  的尺寸要求

mm

厚壁波纹管	$\delta = 4 \sim 13\text{mm}$ , $h = 100 \sim 150\text{mm}$
薄壁波纹管	单层或多层波纹管, 当单层厚度在 $0.5 \sim 2\text{mm}$ 时, $h = 24 \sim 75\text{mm}$
介于厚壁和薄壁之间的波纹管	$\delta = 2 \sim 4.5\text{mm}$ , $h = 50 \sim 63\text{mm}$

### 3 美国膨胀节制造商协会标准 (EJMA)

美国膨胀节制造商协会 (EJMA) 是 1955 年由一批使用、设计和制造膨胀节方面富有经验的公司发起成立的。1958 年首次发表了膨胀节标准, 该标准第一版较为简单, 只涉及到轴向位移的情况; 随后, 由于研究成果以及大量试验结果的增多, 这些成果便逐步纳入标准内容之中, 使标准中增加了设计数据和扩展了使用范围, 到 1993 年已出版了六版, 1998 年的新版又做了修订, 内容更趋完善、合理。EJMA 标准是协会向工程界推荐的技术标准, 标准内容是根据科学的工程原理及在设计、制造、安装、使用膨胀节方面所开展的研究和所积累的施工经验的基础上制定而成。其目的在于对用户以及进行设计和安装的工程技术人员提供帮助, 同时也想为膨胀节产品质量提高起促进作用。

该标准是由协会推荐的，使用该标准并无强制性，因此，标准中的任何条款均不提供任何明确的或暗含的保证，即EJMA不承担任何责任。

EJMA标准内容翔实，在国际上有一定影响且已广泛采用，许多国家以EJMA标准为基础，根据国情编制本国的标准，如中国、日本等。

原标准由5章正文和四个附录组成。正文的内容为：A. 定义和符号名称，B. 安全措施和使用，C. 膨胀节的设计，D. 制造方法、质量保证和检验，E. 运输和安装。附录有：A. 膨胀节设计说明书，B. 图形符号一览表，C. 圆形与矩形膨胀节的位移、力和力矩公式表，D. 单位换算表。'98版又增加了：附录E. 技术询问的准备；附录F. 波纹管疲劳试验要求；附录G. 高温循环寿命。

### 3.1 波纹管的设计

波纹管是由半环壳和环板组成，设计较为复杂，计算的力学模型很难用解析方法得出精确解，标准中采用工程近似方法，给出具有一定准确性的设计计算公式（在实际设计中有采用数值方法，如有限元法等，可得到满意的结果）。设计波纹管需要对承压能力、位移引起的应力、疲劳寿命、刚度、稳定性等各项进行计算和校核。为了作出一项适当的设计，要涉及到许多设计因素，如：直径、厚度、波高、波距、层数、加强型式以及材质及制造工艺等，需要在若干相互矛盾的设计要求中选择一个折衷方案。如：波纹管的耐压性及柔度对壁厚要求就完全相反，这就需要通过设计找出一个恰当的关系，使之既能保证强度又能有足够的伸缩补偿能力。

波纹管的应力主要由内压和位移引起，位移引起的应力通常大于内压引起的应力；沿着波纹管的子午向（经向）作用的应力常常高于波纹管材料的屈服点。

本标准还给出了“Ω”形波纹管的设计公式。它与“U”形波纹管相比承受的轴向位移较小，但能承受较高的内压力。该标准认为使膨胀节既能承受高压又能经受大位移的方法，就是在“U”形波纹管的外部安设加强环；采用多层结构或增加波纹管的厚度也可以提高波纹管的承压能力，但增加厚度会显著地降低波纹管的疲劳寿命。疲劳寿命是位移和内压的函数。

由位移产生的波纹管轴向弹力（即刚度）是设计中应当考虑的重要因素，使波深、壁薄的波纹管产生位移比使波浅、壁厚的波纹管所需的力要小。

波纹管的几何形状和工业中所采用的成形方法是多种多样的，但不会有哪一种形状或哪一种成形方法对任何设计条件都必定是最好的

#### 3.1.1 设计公式的使用要求

EJMA中对公式的使用是有前提的，要求公式计算值应与实测实验数

据做过对照,为了验证计算公式的准确性,对于内压引起的应力计算公式要求波纹数目不少于3个,不同规格的波纹管进行5次沿经向屈服-破坏试验。

对于稳定性的柱失稳、平面失稳的计算公式需要对直径、波数不同的波纹管进行10次屈曲失稳试验。

为了得到疲劳寿命与组合应力关系曲线,至少要对不同直径、厚度、波形的波纹管进行25次疲劳试验,并要包括压力的影响因素。

但如有与其规格、形状类似的波纹管在相同的或更不利的条件下,有令人满意的使用记录,允许进行经验对比设计。

### 3.1.2 疲劳寿命

#### (1) 预期疲劳寿命

影响膨胀节预期疲劳寿命的因素相当多,例如:工作压力,工作温度,制作波纹管的材料,单波位移,波纹管的厚度,波纹的波距、波高和形状,波纹管的热处理。其中任一因素的任何变化均对膨胀节的寿命有影响。用奥氏体不锈钢制造波纹管,波纹在成形过程中的加工硬化,通常可以增加膨胀节的疲劳寿命。

预期的疲劳寿命可以定义为:根据在室温下模拟工作条件进行试验所获得的数据而推断的,膨胀节所能够经受的完整的循环次数。一次循环定义为:从初始位置到所考虑的工作位置再回到初始位置的一次完整的往复运动。疲劳寿命取决于波纹管内应力变化的最大范围,与之相比,最大应力值的影响要小得多。

只有在工作条件下波纹管金属的实际温度低于出现蠕变的温度范围,才可以使用所给出的公式对疲劳寿命进行计算。金属的温度一般不会达到出现蠕变的温度范围。目前对疲劳与蠕变交互作用的影响尚不能定量计算。

#### (2) 疲劳寿命

膨胀节的疲劳寿命是由内压引起的沿经向的应力变化范围,与由位移引起的沿经向总的应力变化范围之和的函数。位移引起的应力的变化范围必须根据总当量轴向位移的变化范围来确定。

造成破坏的循环次数可用公式进行估算(1998年新版将疲劳寿命计算公式中的温度修正系数予以取消),各常数则由总的应力变化范围 $S_c$ 与达到破坏的循环次数 $N_c$ 的关系曲线给出,见图10-3。这一曲线是通过一系列采用类似材料的波纹管在室温下进行疲劳试验,并对试验数据进行拟合后得出的。设计波纹管时可采用这些曲线预测其平均疲劳寿命。循环寿命的设计值应当与预计的工作循环次数大体一致。对于循环次数的估计过于保守,会使所设计的波纹管的波数增多,致使膨胀节更易于丧失稳定性。

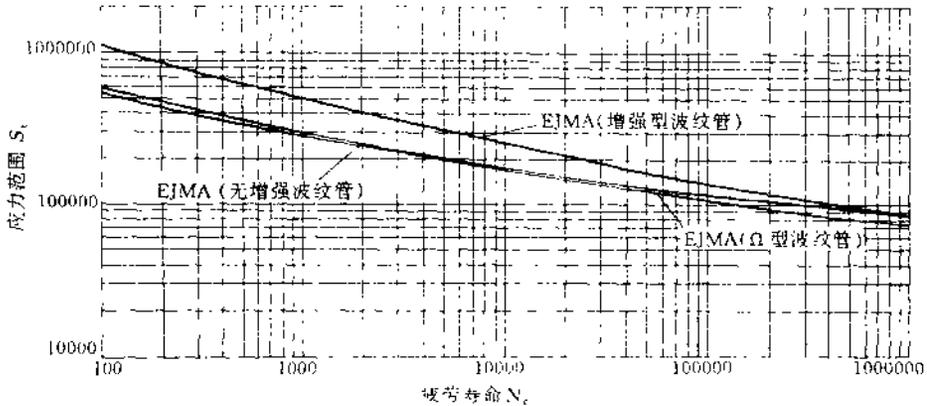


图 10-3 奥氏体不锈钢无增强、增强型和 $\Omega$ 型波纹管的平均疲劳寿命曲线

注：图中曲线用于预测未经热处理的奥氏体不锈钢波纹管在环境温度下的平均疲劳寿命。由于对非常低和非常高的循环所获得的数据有限，本图的有效范围为循环次数从 $10^2$ 到 $10^6$ 。所采用的计算公式依据 B. F. Langer 的论文“低周疲劳压力容器的设计”（ASME paper 61-WA-18）；公式中的常数则经过修改，以反映 EJMA 会员对于确定疲劳寿命所积累的经验。

### 3.2 试验

为了保证用户得到经过正确设计和制造的产品，需要采用某种方法对产品进行测试。

#### 3.2.1 压力试验

对膨胀节可以采用水压和气压两种方式进行压力试验。水压试验需要向膨胀节中充入液体，一般使用饮用水。气压试验需要向膨胀节中充入空气或其它气体。当膨胀节中充满液体或气体之后，可加压至所要求的试验压力。气压试验具有危险性，建议事先采取专门的安全措施。

在膨胀节制造业，通常在室温条件下以 1.5 倍的设计压力对膨胀节进行承压试验，或以 1.1 倍的设计压力进行气压试验。对于在高温状态下工作的膨胀节需要调整试验压力。在进行压力试验时，必须保证试验压力在试验温度下所产生的膜应力不至过大，以至超过屈服极限使波纹管出现永久变形或使波纹管丧失稳定性（出现屈曲）；必要时需要降低根据温度而调整的试验压力，采用不致造成屈服或丧失稳定性的最大压力。

未经通知，制造厂家不得在现场使用超出制造车间使用的试验压力进行试验，在进行现场试验之前，所有的固定支架和导向支架必须均已安装完毕，并已拆除膨胀节的运输固定装置。如果膨胀节很大，在进行水压试验时可能需要另外设置支架以承受水的质量。

压力试验不但可以检漏，也可以作为对波纹管的屈曲以及沿经向的屈服

和破坏进行测试的一种方法。

### 3.2.2 破坏试验

破坏性试验将使膨胀节，至少是使波纹管不能再安装到系统中使用；因此这种试验必须在膨胀节的原型样品上进行。膨胀节原型样品系指与产品的额定压力、温度等级相同，波纹的直径、高度、波距和波形相同，波纹管的材料和厚度相同，波纹管的加强方式和制造方法相同，单波的最大位移也相同的膨胀节。由于在轴向位移下对膨胀节进行试验比在组合位移下更切实可行，所以可以采用当量最大轴向位移。

### 3.2.3 疲劳寿命试验

疲劳寿命试验用于检验波纹管是否可以承受预定的变形循环次数。如果所有其它几何参数保持不变，循环寿命一般随直径的增大而增加；因此，在作原型试验时，可以在工作状态相同的膨胀节系列产品中，选择尺寸最小的型号进行疲劳试验。对于工作温度未达到蠕变温度范围的各种膨胀节，均可在室温下进行疲劳试验，但须引入温度修正系数。对于工作温度超过蠕变温度的膨胀节，则需要考虑提高试验温度。

疲劳试验可以采用常压，也可以采用变化的压力，后者更接近膨胀节的使用状态。

系统设计者所规定的最低循环次数必须与膨胀节所在系统的使用寿命相称，把循环寿命提得过高未必能达到预期的目的。

98版附录F给出了波纹管疲劳试验的要求，附录G则给出了波纹管在高温下的疲劳循环寿命的试验及计算方法。具有重要的参考价值（详见98版EJMA标准）。

## 4 美国 ASME 标准

美国机械工程师学会发布的 ASME 标准第Ⅷ卷“锅炉及压力容器规范”已有悠久的历史，目前已成为美国国家标准，并被世界各国广泛采用作为制定本国标准的主要依据。ASME 标准第Ⅷ卷每三年颁布一次新版，出版日期是当年的7月1日。1986年起该标准第一分篇中增加了附录BB“压力容器和换热器膨胀节”，属于非规定性的附录。从1992年起将附录BB改为规定性附录26出现在第一分篇中。规定性附录与非规定性附录相当我国标准中的“标准的附录”与“提示的附录”。该标准现已出版至98年版。

附录26将膨胀节做为换热器与压力容器整体的一部分加以考虑。其规定仅适用于薄壁（厚度不大于3.2mm）单层，承受内压与轴向变形的膨胀节；波纹截面为U形，可以是单波或多波的，可以是非加强型（不带加强环）也可以是加强型的，且规定任何成形膨胀节其转角半径 $r$ 应不小于3

倍壁厚。对所采用的材料附录 26 中未详细列出, 仅仅要求遵照 ASME VIII-1 标准中 UG-4 节的规定。附录 26 也未给出膨胀节制造细节的规定。

附录 26 给出了较为详细的设计规定, 其中包括: 应力的计算与评定, 疲劳次数的计算, 稳定性的要求等。

由于附录 26 将壁厚限制在 3.2mm 以下, H 为单层, 因此其使用范围受到一定限制。以下对附录 26 中有关内容作简要说明。

#### 4.1 设计计算

附录 26 中给出的设计计算公式是源于美国 EJMA 标准, 但对应力评定又不同于 EJMA, 其疲劳公式也与 EJMA 不同, 增加了对碳钢膨胀节疲劳寿命的估算, 弥补了 EJMA 标准的不足, 可满足设计需要。应力计算公式可参见本章第 2 节。

#### 4.2 疲劳寿命计算

附录 26 给出了 3×× 系列高合金钢、镍-铬铁合金、镍-铁铬合金钢及碳钢、低合金钢, 4×× 系列钢 (高铬钢) 的疲劳设计公式, 这些公式不同于 EJMA 标准给出的公式。

对于 3×× 系列等铬镍钢, 在金属温度不超过 427℃ 时

$$N_c \leq \left[ \frac{1.7225}{\frac{9.784 K_g S_n}{E_b} - 0.01378} \right]^{2.0}$$

对于碳钢、低合金钢、4×× 系列高铬钢, 当金属温度不超过 370℃ 时

$$N_c \leq \left[ \frac{1.378}{\frac{10.355 K_g S_n}{E_b} - 0.00758} \right]^{2.17}$$

式中  $S_n$ ——因交变的压力和变形, 波纹管中最大组合的经向薄膜应力和弯曲应力值, MPa。

$K_g$ ——疲劳强度削弱系数。考虑了因厚度不同, 焊缝几何形状、表面缺口或其它表面或环境条件引起的几何应力集中系数。 $1.0 \leq K_g \leq 4.0$ , 对平滑的几何形状取最小值, 对 90° 焊接拐角和角焊缝取最大值。疲劳强度削弱系数可由理论或实验方法确定。对没有焊缝的并满足本附录所有设计和检验要求的波形膨胀节,  $K_g$  值可以取 1.0。

$E_b$ ——设计温度下的弹性模量 (见原标准中表 UF-27), MPa。

所需膨胀节疲劳寿命 (循环次数) 应当由设计者考虑设备操作寿命期间预期的循环次数来确定, 而循环次数又取决于膨胀节承受的压力与伸缩位移的大小, 其值不得小于 100, 它应真实地代表所预计的操作循环次数; 过于

保守的循环次数的估计会导致波数过多而可能使膨胀节出现不稳定的状态。

设计上要求许用寿命  $[N]$  应不超过由公式计算的寿命值。

### 4.3 应力评定

附录 26 中给出各计算应力的控制值为

$$S_{cmp} \leq S$$

$$S_{mmp} \leq S$$

$$S_{mmp} + S_{mbp} \leq KS$$

$$S_{mmp} + S_{mbp} + S_{mmd} + S_{mbd} = S_n$$

式中  $S_{cmp}$ ——由内压引起的周向膜应力, MPa;

$S_{mmp}$ ——由内压引起的经向膜应力, MPa;

$S_{mbp}$ ——由内压引起的经向弯曲应力, MPa;

$S_{mmd}$ ——由位移引起的经向膜应力, MPa;

$S_{mbd}$ ——由位移引起的经向弯曲应力, MPa;

(以上应力用成形减薄后的壁厚计算)

$S$ ——最大许用应力值, MPa;

$K$ ——系数,  $K=1.5$ , 用于非加强的膨胀节,  $K=3.0$ , 用于加强的膨胀节。如有试验数据证明, 另选的系数也可以用, 但该系数应不大于 3.0。

### 4.4 稳定性

当膨胀节承受内压和轴向变形时, 如能目测到在相邻波壳圆周上任何点出现波形不平行或波距不均匀时, 即为失稳(平面失稳或柱状失稳)。一般, 在内压作用下若出现最大波距与压力作用前的波距之比, 对非加强型超过 1.15, 对加强型超过 1.20, 这样的永久变形即为失稳。

要求对膨胀节进行室温下的压力试验  $P_T$  为

$$P_T = 1.5P \frac{E'_b}{E_b}$$

式中,  $E'_b$  和  $E_b$ ——分别为室温和设计温度下材料的弹性模量, MPa。

在试验压力下不应产生失稳。对于长度与直径之比  $L/d > 1.0$  时, 可通过计算或试验说明许用工作压力与失稳压力(柱状失稳)之间有 2.25 的安全系数。

### 4.5 制造

附录 26 并未给出膨胀节制造的细则, 仅对焊接接头提出以下要求。

- (1) 所有的焊接接头应符合第 VIII 卷第 1 分篇 UW—26 至 UW—36 的要求。
- (2) 所有纵焊缝应是对接焊透型式(见原标准表 UW—12 的 (1) 型)。

(3) 波形膨胀节柔性元件与端部元件的焊接用环向对接或角焊缝连接。

(4) 除了连接焊缝, 波形膨胀节柔性元件在制造中不允许有环焊缝, 除非在确定  $K_r$  值时已考虑到。

#### 4.6 检验

附录 26 中规定下述四项主要检验项目, 以判别膨胀节产品是否合格。

(1) 所有膨胀节的柔性元件应进行目测检验, 不允许有缺口、裂缝、材料皱折或微厚、焊接飞溅等易造成局部应力集中的有害缺陷存在。对有怀疑的表面区域应进一步进行液体渗透或磁粉检验。

(2) 所有焊透的对接焊缝在成形前应对内外表面进行 100% 液体渗透或磁粉检验。成形后, 对目视可及的焊缝表面应重复作液体渗透或磁粉检验。

(3) 膨胀节与端部元件间的环焊缝应进行 100% 液体渗透或磁粉检验。

(4) 液体渗透检验按附录 8 要求; 磁粉检验按附录 6 要求, 而检验中所发现的线性显示, 当尺寸大于  $t_m/4$  且不小于 0.25mm, 则应计为缺陷。 $t_m$  为成形前波型膨胀节的最小壁厚 (以 mm 计)。

#### 4.7 压力试验

(1) 制成的膨胀节应按 ASME VIII-1 中的 UG-99 进行压力试验, 膨胀节的压力试验可随容器压力试验同时进行, 但在压力试验中应便于对其进行检查。

(2) 压力试验中, 除要检查膨胀节的泄漏和整个结构有无问题外, 在试验前、试验中和试验后还应检查膨胀节是否满足稳定性的要求。

(3) 膨胀节的约束元件也应按 UG-99 进行压力试验, 可随膨胀节压力试验同时进行, 或在膨胀节安装后随容器最终压力试验同时进行。

## 5 日本标准 JIS B 8277 《压力容器的膨胀节》

日本规格协会于 1993 年发布了日本工业标准 JIS B 8277-1993 年《压力容器的膨胀节》, 该标准主要给出压力容器用膨胀节的规定。

本标准适用于吸收轴向伸缩位移的换热器及压力容器膨胀节, 不适用于以吸收横向位移、角位移等为目的的膨胀节, 膨胀节的波形截面, 可以是单层或是多层的 (见图 10.4), 对厚度没有限制。

### 5.1 设计计算

本标准的设计计算是以美国 EJMA 标准为基础, 只是应力评定准则则有所不同。疲劳寿命的设计计算方面, 是将膨胀节视为压力容器, 采用美国 ASME 标准第 VIII 卷 2 分篇中的疲劳寿命曲线来计算疲劳寿命。本标准不足之处是未涉及稳定性方面的内容。

### 5.2 应力评定

应力评定中的许用应力值均按日本标准 JIS B 8270 《压力容器》的附表

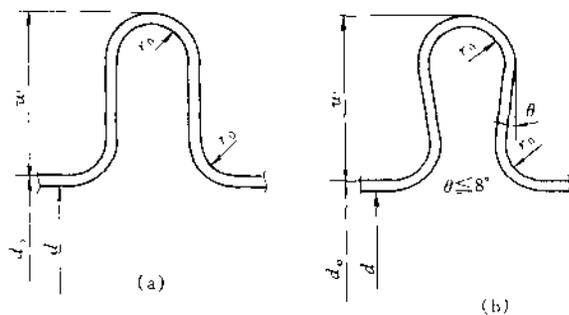


图 10-4 波纹管的波纹形状

## 2.1 “钢铁材料”或附表 2.2 “有色金属材料”的规定。

符号说明 (参见图 10-2)

 $\sigma_1$ ——内压产生的波纹管端部直边段的周向薄膜应力 $\sigma_2$ ——内压产生在波纹管上的周向薄膜应力 $\sigma_3$ ——内压产生在波纹管经线方向的薄膜应力 $\sigma_4$ ——内压产生在波纹管经线方向的弯曲应力 $\sigma_5$ ——伸缩位移在波纹管经线方向引起的薄膜应力 $\sigma_6$ ——伸缩位移在波纹管经线方向引起的弯曲应力 $\sigma'_1$ ——内压产生在加强圈上的周向薄膜应力 $\sigma'_2$ ——内压产生在加强环或控制环上的周向薄膜应力 $\sigma''_2$ ——内压产生在固定件上的薄膜应力

$\sigma_{ab}$ ,  $\sigma_{ac}$ ,  $\sigma_{ar}$ ,  $\sigma_{af}$ ——设计温度下的波纹管、加强圈、加强环或控制环、固定件的材料基本许用应力。

## (1) 薄膜应力评定

$$|\sigma_1| \leq \sigma_{ab} \quad |\sigma_2| \leq \sigma_{ab} \quad |\sigma_3| \leq \sigma_{ab}$$

$$|\sigma'_1| \leq \sigma_{ac} \quad |\sigma'_2| \leq \sigma_{ar} \quad |\sigma''_2| \leq \sigma_{af}$$

## (2) 组合应力评定

$$|\sigma_3 + \sigma_4| \leq 1.5\sigma_{ab} \quad \text{不带加强环或控制环的膨胀节}$$

$$|\sigma_3 + \sigma_4| \leq 3\sigma_{ab} \quad \text{带加强环或控制环的膨胀节}$$

## (3) 应力峰值的评定

$$\frac{K_g}{2} |\sigma_3 + \sigma_4 + \sigma_5 + \sigma_6| \frac{E_o}{E_b} \leq \sigma_N$$

式中  $K_g$ ——疲劳强度削弱系数，用无缝钢管加工成形或将内外焊缝余高加工磨平时， $K_g = 1.0$ ；将焊缝余高加工磨光时， $K_g = 2.0$ ；上述以外情况时， $K_g = 4.0$ ；波纹管与圆筒形壳体的焊接接头除外。

$\sigma_N$ ——根据设计循环次数  $N_D$ ，从 JIS B 8281 标准中图 1（碳钢、低合金钢、铁素体不锈钢及高强度钢的设计疲劳曲线）、图 2（奥氏体不锈钢、镍基合金及镍铜合金的设计疲劳曲线，循环次数为  $10^6$  次以下）或图 3（奥氏体不锈钢、镍基合金及镍铜合金的设计疲劳曲线，循环次数超过  $10^6$  次 ~  $10^{11}$  次以下）求得的许用应力幅度；

$E_U$ ——设计温度下，波纹管的纵向弹性模量；

$E_0$ ——作为设计疲劳曲线基准的纵向弹性模量。

### 5.3 制造

本标准未给出膨胀节成形、制造的细节，对多层膨胀节的制造给出了原则性步骤，对焊接及热处理的要求是源于 JIS B 8270 标准

#### 5.3.1 热处理要求

(1) 碳素钢、低合金钢及铁素体钢制造的膨胀节，其加工后的热处理按 JIS B 8270 标准中 8.6（壳体及封头的成形）的规定进行。

(2) 冷成形加工的奥氏体不锈钢膨胀节，除下列某一种情况外，必须进行热处理。

① 厚度不大于 10mm 时。

② 冷加工的最大伸长率不大于 5%，且有关单位之间的一致意见认为冷加工深度或其影响很小，小到没有必要进行热处理的程度时。

膨胀节和圆筒形壳体之间连接部位的焊后热处理可与膨胀节加工成形后的热处理同时进行。

#### 5.3.2 多层波纹管的制造要求

(1) 多层波纹管的毛坯管用同心圆方法重叠到所需厚度。

(2) 波纹管的成形应采用层间紧贴性好的液压成形加工方法。

(3) 波纹管端部与壳体的环向接头采用双面对接焊、或与此有同等质量以上的全焊透单面对接焊。波纹管堆焊后的加工坡口见图 10-5。

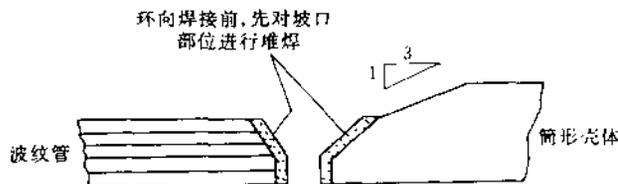


图 10-5 多层波纹管 and 圆筒形壳体的焊接

## 6 日本标准 JIS B 2352 《波纹管膨胀节》

本标准 1993 年经日本工业标准调查会机械零件分会审议，1994 年由通

产省颁布。

### 6.1 适用范围

本标准适用于蒸汽、空气、气体、水、油等管道中吸收管子的轴向伸缩用，公称压力不大于0.98MPa的波纹管膨胀节（以下称膨胀节）。且温度在220℃以下。不适用于吸收横向位移、角位移用膨胀节和特殊用途的膨胀节。

### 6.2 种类

本标准种类是依据波纹管结构、连接方式、用途、膨胀节公称直径等划分的，详见表10-7。

表 10-7 膨胀节种类

波纹管结构	连接方式	用途记号	膨胀节公称直径, mm
带杆无加强环、单式	焊接型	A	15、20、25、32、40、50、65、80、100、125、150、200、250
带杆与加强环、复式带外筒	法兰型	B	300、350、400、450、500、550、600、650

注：A 主要是冷气暖气设备、空调与卫生设备管道用膨胀节。膨胀节公称直径定为15～500mm；

B 主要是工业管道用膨胀节。膨胀节公称直径定为50～650mm。

### 6.3 结构

膨胀节结构按波纹管结构和组合个数分为：带杆无加强环单式、带杆无加强环复式、带杆与加强环单式、带杆与加强环复式、带外筒单式、带外筒复式等六种。

### 6.4 检查

#### (1) 外观检查

装配前后进行目视外观检查，波纹管、端管、管法兰部分及耐压部件的焊接部分不能有裂纹和影响使用上的有害伤痕、气泡等。内表面须洁净，无异物附着。

#### (2) 尺寸检查

用测量工具直接测量，尺寸检查结果须符合标准中表2～表5或供需双方协定中规定值。

#### (3) 耐压检查

保持自由长度状态下或保持调整设定后长度状态下，施加1.5倍最高工作压力的水压或空气压，保压5分钟，耐压检查不能有破坏、泄漏和永久变形。

#### (4) 泄漏检查

保持自由长度状态下或保持调整设定后长度状态下，施加最高工作压力的空气压或气压，投入水中检查时保压1分钟以上，涂敷发泡液检查时保压

表 10-8 不带加强装置的 U 形膨胀节四种标准的应力评定

应力	EJMA 98 版 (单层、多层)	ASME VIII-1 95 版附录 26(规定性)(单层)	JIS B 8277-93 《压力容器膨胀节》(单层、多层)	GB 16749-97《压力 容器波形膨胀节》(单层、多层)
内压引起的 波纹管周 向薄膜应力	$S_2 = \frac{P D_m}{2n \delta_p} \left[ \frac{1}{0.571 + \frac{2W}{q}} \right]$	$\sigma_2 = \frac{P(d+W)}{\delta \left( 1.14 + \frac{4W}{q} \right)}$	$\sigma_7 = \frac{H}{2A_b} \quad H = 4P d_p \gamma_0 \quad d_p = d_0 + W$ $A_b = (2.284 \gamma_0 + 2W) n \delta_p$	$\sigma_1 = \frac{P D_m}{2m \delta_p} \left( \frac{1}{0.571 + \frac{2h}{W}} \right)$
内压引起的 波纹管经 向薄膜应力	$S_3 = \frac{P W}{2n \delta_p}$	$\sigma_1 = \frac{P W}{2\delta}$	$\sigma_3 = \frac{P W}{2n \delta_p}$	$\sigma_2 = \frac{P h}{2m \delta_p}$
内压引起的 波纹管经 向弯曲应力	$S_4 = \frac{P}{2n} \left( \frac{W}{\delta_p} \right)^2 C_p$	$\sigma_4 = \frac{P W^2}{2\delta^2} C_p$	$\sigma_4 = \frac{P}{2n} \left( \frac{W}{\delta_p} \right)^2 C_p$	$\sigma_3 = \frac{P}{2m} \left( \frac{h}{\delta_p} \right)^2 C_p$
位移引起 的波纹管经 向薄膜应力	$S_5 = \frac{E_b \delta_p^2 e}{2W^2 C_f}$	$\sigma_5 = \frac{E_b \delta^2 e}{2W^2 C_f}$	$\sigma_5 = \frac{E_b \delta_p^2 e}{2W^2 C_f}$	$\sigma_4 = \frac{E_b \delta^2 e_1}{2h^2 C_f}$
位移引起 的波纹管经 向弯曲应力	$S_6 = \frac{5E_b \delta_p e}{3W^2 C_d}$	$\sigma_6 = \frac{5E_b \delta e}{3W^2 C_d}$	$\sigma_6 = \frac{5E_b \delta_p e}{3W^2 C_d}$	$\sigma_6 = \frac{5E_b \delta e_1}{3h^2 C_d}$
理论轴向 刚度计算式	$f_w = 1.7 \frac{D_m E_b \delta_p^3 n}{W^3 C_f}$	—	$f = 1.7 \frac{d_p E_b \delta_p^3 n}{W^3 C_f}$	$K = 1.7 \frac{m D_m E_b (\delta_p + C_2)^3}{C_f} \left( \frac{h}{h} \right)^3$

续表

应力	EJMA 98 版 (单层、多层)	ASME VIII-1 95 版附录 26 (规定性)(单层)	JIS B 8277-93 (压力容器膨胀节)(单层、多层)	GB 16749-97(压力 容器波形膨胀节)(单层、多层)
疲劳计算 式  未热处理的奥氏体不锈 波纹管 $N_c = \left( \frac{12820}{S_t - 370} \right)^{3.4}$ $S_t = 0.7(S_3 + S_4) + (S_5 + S_6)$	$N_c \leq \left[ \frac{9.784 K_g S_n}{E_b} - 0.01378 \right]^{2.0}$ (T ≤ 427°C) $N_c \leq \left[ \frac{1.378}{10.355 K_g S_b} - 0.00758 \right]^{2.17}$ (T ≤ 371°C)	$\frac{K_s}{2}  \sigma_3 + \sigma_4 + \sigma_5 + \sigma_6  \leq \sigma_n$ $K_g = 1.0, 2.0, 4.0$ 三种情况(根据焊缝 余高情况确定) $\sigma_n$ : 根据设计循环次数, 从疲劳曲线上 求得的许用应力幅值	$N_c = \left( \frac{12820}{T_1 \sigma_R - 370} \right)^{3.4}$ $[N] = N_c / n_1$ $n_1 \geq 15$ $T_1$ 为温度修正系数	平面失稳压力 $P_s = \frac{1.4 m \sigma_p^2}{k^2 C_p} \quad P \ll P_s$
对失稳的 控制	平面失稳压力 $P_m = \frac{0.51 S_2}{K_2 \sqrt{a}}$	L/d > 1.0 时 [P] 与 P <sub>s</sub> 之间应有 2.25 的系数	—	平面失稳压力 $P_s = \frac{1.4 m \sigma_p^2}{k^2 C_p} \quad P \ll P_s$
应力评定	$S_2 \leq C_{wb} S_{ab}$ $S_3 + S_4 \leq C_m S_{ab}$ $S_{ab}$ 为波纹管材料许用应力 $C_m = \begin{cases} 1.5 (\text{退火}) \\ 3.0 (\text{未退火}) \end{cases}$ $C_{wb}$ 为波纹管焊缝系数(纵 向)	$\sigma_2 \leq S_2, \sigma_3 \leq S_3$ $(\sigma_3 + \sigma_4) \leq K S$ $(\sigma_3 + \sigma_4 + \sigma_5 + \sigma_6) = S_n$ $K = 1.5 \text{ (不带加强)}$ $K = 3.0 \text{ (带加强)}$ 通过疲劳公式算出 N <sub>c</sub> 值应小于 N <sub>R</sub> ; S 为最大许用应力值	$ \sigma_2  \leq [\sigma],  \sigma_3  \leq [\sigma]$ $ \sigma_3 + \sigma_4  \leq 1.5[\sigma] \text{ (不带加强)}$ $ \sigma_3 + \sigma_4  \leq 3.0[\sigma] \text{ (带加强)}$	$\sigma_p = \sigma_2 + \sigma_3, \sigma_n = \sigma_4 + \sigma_5$ $\sigma_R = \sigma_d + 0.7 \sigma_p$ $\sigma_1, \sigma_2 \leq [\sigma]$ $\sigma_p \leq 1.5 \sigma_s$ 对奥氏体不锈钢波纹管 当 $\sigma_n > 2\sigma_1$ 时 应校核疲劳强度

5 分钟以上, 泄漏检查不得有泄漏。

### 6.5 强度评定

波纹管部分的强度评定属于“非规定性”的。可分为依据型式试验的强度评定和依据计算的强度评定。

强度计算式分为按 ASME/ANSI B 31.3 附录 X 计算系列和按 M. Kellogg 公式计算系列。前者的计算公式和 EJMA 标准计算式基本一致。

### 6.6 应力评定

内压产生的波纹管的周向薄膜应力

$$S_{\text{comp}} \leq S_h$$

内压产生的波纹管的经向薄膜应力

$$S_{\text{mmp}} \leq S_h$$

内压产生的波纹管的经向弯曲应力

$$S_{\text{mbp}} \leq 1.5 S_h$$

$S_h$ ——设计温度下波纹管材料的许用应力值, 取自 JIS B 8270—93 “压力容器 (基础标准)” 附表。

表 10-8 给出了不带加强装置的 U 形膨胀节四种标准的应力表达式及应力评定方法。表中符号按原标准规定。

## 7 ASME B 31.3 “工艺管道规范” 附录 X

ASME B 31.3 原名为“化工厂和炼油厂管道规范”, 1996 年版改称为“工艺管道规范”。1988 年增加附录 X, 对波纹管膨胀节做了专门的规定。该附录也多次修订直至 97 年版内容逐步充实。

附录 X 内容以引用 EJMA 为主, 但内容很简练, 它根据标准的技术要求将本技术委员会的研究成果引入标准中, 由于修订周期相对较短, 因此每次修订均可反映新的研究成果, 对 EJMA 也产生一定影响, 如应力评定方面就吸取了 B 31.3 附录 X 的成果。

目前, B 31.3 附录 X 与 EJMA 主要差别在于如何确定疲劳寿命。疲劳曲线的绘制均是采用 EJMA 波纹管试件的试验结果, EJMA 是用穿过试验点的平均寿命曲线, 而附录 X 是对试验点的下限曲线 (包络线) 取安全系数的方法给出设计曲线, 方法是:  $N \leq 40000$  时对循环数取 2.6 的安全系数,  $N > 40000$  时, 对应力取 1.25 的安全系数从而拟合出设计曲线。

其表达式 (英制) 可写为

$$N_c = \left( \frac{A}{\sigma_R - B} \right)^2$$

式中  $\sigma_k$ ——组合应力（见本章第2节）；

A、B——系数取法见下表。

波纹管	循环数	A 值	B 值	波纹管	循环数	A 值	B 值
无加强	$\leq 40000$	$5.2 \times 10^6$	38300	加强	$\leq 40000$	$6.6 \times 10^6$	48500
	$> 40000$	$6.7 \times 10^6$	30600		$> 40000$	$8.5 \times 10^6$	38800

该疲劳曲线相对 EJMA 曲线较为合理。但该曲线也是不能直接采用，需要考虑“修正系数” $x$ ：

$$x = x_f x_m$$

式中  $x_f$ ——工艺修正系数，求取该系数至少需要 5 个几何参数有所不同的奥氏体不锈钢制成的处于成形态的波纹管。

$x_m$ ——材料修正系数，至少需要上述条件的波纹管 2 个且二者应力变程要相差一倍。

引入修正系数的意义在于对某种材料和某种工艺制作的波纹管的疲劳寿命曲线与公式在以后的设计与生产中即可直接使用。

## 第 11 章 波形膨胀节在工业部门中的应用

波形膨胀节是结构紧凑、柔性优良的部件，不仅用作吸收热位移和地基不均匀沉降产生的机械位移，而且可用作消除机械振动，降低噪声等，目前已广泛应用于冶金、炼油、石油化工、化工、电力（火电、水电和核电）、热网、船舶、建筑、水泥、宇航和机械等各工业部门的热力管线、工艺配管、机、泵和压力容器等设备上。本章对波形膨胀节在一些主要工业中应用情况作一简要的介绍和分析。

### 1 在冶金工业中的应用

#### 1.1 高炉用膨胀节

##### 1.1.1 高炉炉顶设备用膨胀节

高炉炉顶设备及均压系统管道布置如图 11-1 所示。

大型高炉都采用框架支承结构，均压系统的压力和温度呈周期性变化，当操作不稳定时，其变化幅度较大。此外，煤气导出管和冷却水管都因为高炉炉体与框架存在温差，产生热位移，若采用刚性连接，会产生很大的热应力，并作用于框架上，往往使连接焊缝拉裂，造成漏气、漏水，污染环境，增加了维修工作量和劳动强度，严重时还要停产，为避免此类事故，框架就需很笨重，这样既耗费大量钢材，又增加建设投资，采用膨胀节后，变刚性连接为柔性连接，可使问题得到解决。

##### (1) 均压管膨胀节

均压管膨胀节为一组复式万向型，其安装外形如图 11-2 所示

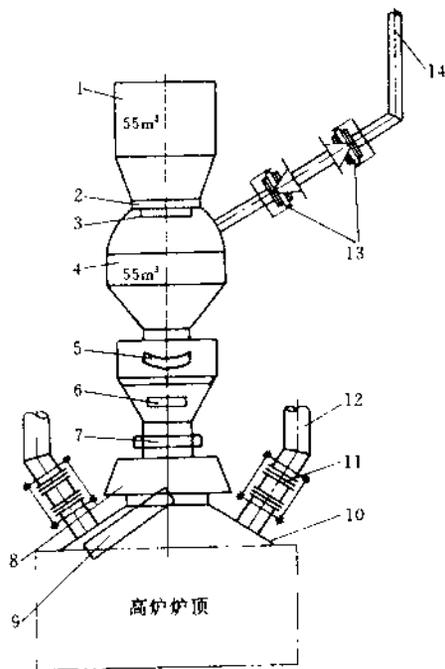


图 11-1 2580m<sup>3</sup> 高炉炉顶设备及均压管道  
1—旋转料罐；2—下料阀；3—上密封阀；4—称量料罐；5—料流调节阀；6—下密封阀；7—加料喉管波纹管；8—水冷旋转布料齿轮箱；9—旋转布料流槽；10—炉喉封盖；11—导出管膨胀节；12—煤气导出管上升管；13—均压管膨胀节；14—均压管道

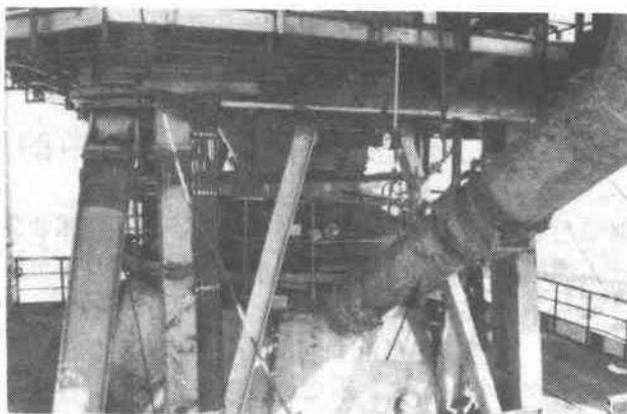


图 11-2 均压管膨胀节安装外形

(见箭头标志), 接在斜向上升的均压管道上 (见图 11-1 中 13), 用来吸收炉体与框架间温差产生的相对位移, 膨胀节的一端与称量料罐 (图 11-1 中 4) 相连, 另一端与均压管 (图 11-1 中 14) 相连, 膨胀节设计参数,  $DN\ 600\text{ mm}$ ,  $PN0.3\text{ MPa}$ , 介质温度  $300^\circ\text{C}$ 。

### (2) 炉顶加料喉管波纹管

此波纹管结构见图 11-3。安装部位见图 11-1 中件 7, 波纹管上端与称量料罐连接, 下端与旋转布料齿轮箱连接, 主要用来吸收加料引起的振动, 正确反映加料重量, 同时起密封作用, 波纹管外面设保护套。

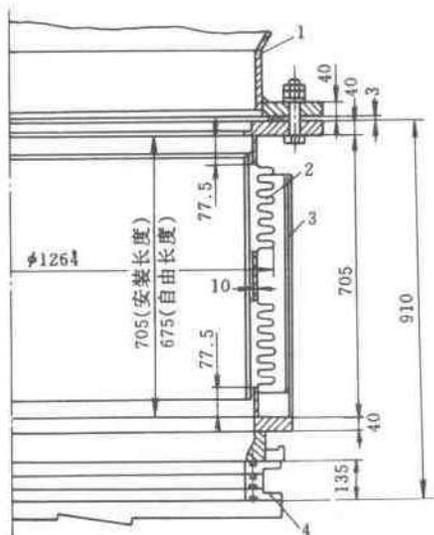


图 11-3 炉顶加料喉管波纹管

1—称量料罐下部喉管; 2—波纹管; 3—保护套; 4—水冷旋转布料齿轮箱顶部

### (3) 导出管膨胀节

导出管膨胀节 (安装部位见图 11-1 中 11) 为万能型, 设计参数为  $DN\ 2200\text{ mm}$ ,  $PN0.3\text{ MPa}$ , 介质温度  $300^\circ\text{C}$ , 共四组, 沿圆周均布。其一端与炉喉封盖连接, 另一端与上升管连接, 当高炉生产时, 由于炉体和框架产生温差, 炉体温度高, 使炉体有一个向上的相对伸长量, 由于导出管是斜向连接至上升管, 使导出管产生轴向和横向二个位移分量, 故选用万能型膨胀节, 根据高炉操作压力产生推力的大小, 决定采用大拉杆式或

是小拉杆式两种类型, 根据位移量的大小, 波纹管可采用单层亦可选用多层, 该高炉导出管直径大, 每组压力推力为 100 吨以上, 故采用大拉杆式膨胀节, 这不仅可减小对框架的作用力, 还可避免导出管与炉喉封盖的连接焊缝开裂, 同时还可防止炉顶钢圈变形倾斜, 改善整个加料设备的工作条件和密封效果。

### 1.1.2 高炉炉体设备用膨胀节

#### (1) 冷却水管用膨胀节

为降低炉体温度, 在炉壳内侧安装水冷却壁。因为炉体和冷却系统间存在温差, 产生轴向相对热位移, 这可利用波纹管的横向变形来吸收, 保护冷却水管不被剪断, 这种波纹管直径虽不大, 但是高炉用量最多的部件, 如某厂炉容  $2580\text{m}^3$  的高炉共有这种波纹管 4320 组

波纹管与炉体及冷却水管的连接有两种典型结构 (见图 11-4), 一种为炉体 (2) 与护罩 (4) 为刚性连接的情况, 而在冷却水管上连接一单式膨胀节, 常用于空间位置较小的中小型高炉的冷却壁, 公称直径为  $DN25 \sim 65\text{mm}$  横向补偿量不大的场合 (见图 11-4(a)); 另一种使膨胀节一端与炉体 (通过补强圈 5) 连接, 另一端通过端板 (6) 与冷却水管相连, 这种膨胀节通常为复式膨胀节, 常用于空间位置较大的大、中型高炉, 横向位移补偿量较大 ( $10 \sim 20\text{mm}$ ) 的场合, 公称直径为  $DN80 \sim 200\text{mm}$ 。图 11.5 为某钢厂冷却水管采用的复式膨胀节 (如图上箭头标志所示),  $DN$  为  $95\text{mm}$ ,  $4\text{波} \times 2$ ,  $PN$  为  $0.6\text{MPa}$ 。

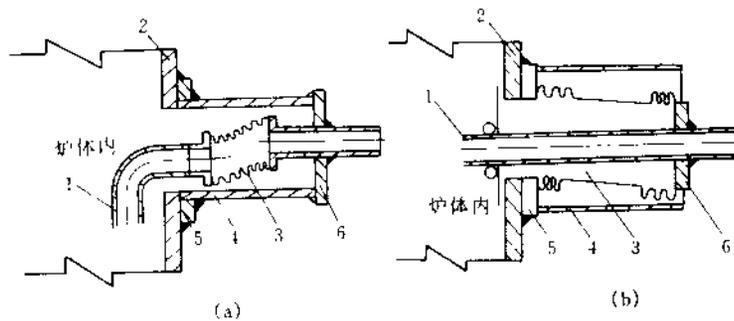


图 11.4 冷却系统用膨胀节示意

1—冷却水管; 2—炉体; 3—波形膨胀节; 4—护罩; 5—补强圈; 6—端板

#### (2) 热风直吹管膨胀节

该膨胀节安装在鹅颈管与弯管之间 (见图 11-6), 避免直吹管与送风管的刚性连接, 装在高炉上的外形 (见图 11-7)。因气体温度高, 气流流向变化易引起振动和噪声, 安装膨胀节后, 既起到热补偿作用, 又有减振降噪的

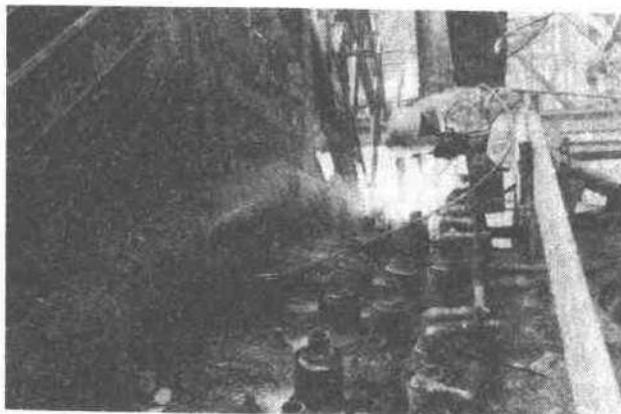


图 11-5 冷却水管膨胀节外形

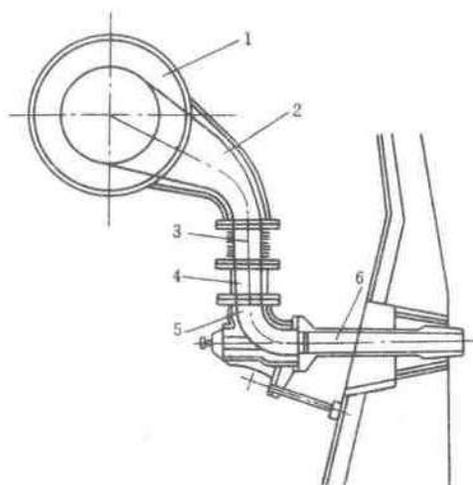


图 11-6 直吹管膨胀节

1—送风围管；2—鹅颈管；3—膨胀节；4—短管；5—弯头；6—直吹管

效果，使炉前操作条件大为改善。该膨胀节在某钢厂炉容  $2580\text{m}^3$  高炉上采用了 30 组，沿炉体外圆周布置， $DN900\text{mm}$ ， $PN0.35\text{MPa}$ ，6 波，介质温度  $1200^\circ\text{C}$ ，由于温度太高，膨胀节必须采取隔热措施，隔热方法是在导流筒内侧衬上耐火隔热材料，既避免导流筒和波纹管超温，又可提高导流筒的耐气流冲刷能力。

## 1.2 热风炉用膨胀节

### (1) 热风炉系统使用膨胀的部位及数量

热风炉使用膨胀节的部位比高炉多，详见表 11-1。

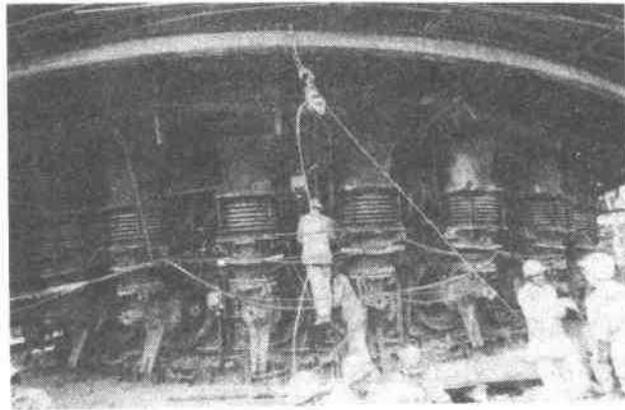


图 11-7 装在高炉上直吹管膨胀节外形

表 11-1 某高炉外燃式热风炉膨胀节的位置和规格

序号	位置	公称直径, mm	单件重量, t	数量, 件
1	热风主管	2800	15	3
2	围管入口	2800	15	2
3	高炉煤气燃烧阀	1700	7	4
4	焦炉煤气燃烧阀	700	3	4
5	烟道总管	5500	20	1
6	拱顶连通管	4600	22	4
7	蓄热炉出口	3100	15	4
8	热风支管	2600	15	4
9	烟道支管	2150	10	8
10	冷风支管	1700	7	4
11	空气燃烧阀	1700	7	4
12	混风支管	1000	6.5	4
13	排风支管	800	4	4
14	充风支管	400	0.8	4
15	热风炉前冷风总管	2000	8	1
16	混风总管	1400	6	1
17	冷风总管	1700	7	2

## (2) 热风炉系用膨胀节的特点

热风炉属间隙操作, 操作温度高, 一般在  $1300^{\circ}\text{C}$  左右, 在管道和炉壁内侧必须采用耐火材料, 由于耐火材料和炉壳的热膨胀量各不相同, 容易产生耐火层的开裂、剥落, 甚至倒塌, 尤其是位于管道转弯和连接点处, 因耐火材料砌筑难度较大, 更易发生这类情况, 结果引起高温气体窜风, 使管子局部发红, 导致壳体不均匀变形, 进而影响耐火衬里, 形成恶性循环, 最终导致连接处焊缝开裂, 故必须使用膨胀节。尽管如此, 如在工艺上不能保证耐火层在使用中的稳定性, 仍可能因砌体开裂等原因而产生管道和膨胀节的

损坏,因此热风系统的膨胀节损坏率比高炉高,热风炉用膨胀节损坏的另一个原因是介质中含  $\text{Cl}^-$  和  $\text{SO}_4^{2-}$  等腐蚀性物质引起的应力腐蚀开裂,因为热风炉用膨胀节一般都是露天运行的,而且是间隙操作,故在休风期及冬天或下雨时,环境温度低,为了防止腐蚀性气体结露,膨胀节应采取外保温措施,可用岩棉毡、硅酸铝纤维毡进行包扎,注意不要包扎太紧,整个包覆层要留出膨胀节的补偿量,保温层外的保护层不能做成刚性,如包金属网、抹灰、刷油等,只能用薄铁皮包扎,并在接头部位仔细做成套角形式,使之伸缩自如,不影响膨胀节的补偿位移。膨胀节内侧用隔热材料,使波纹管不要超温,内外隔热和保温材料应选择不含或少含  $\text{Cl}^-$  等卤素离子的材料,以免雨水淋洒在保温层上,使  $\text{Cl}^-$  沉积在波纹管外表面引起腐蚀,另外内部隔热材料中的水分在膨胀节下部的波纹管内冷凝下来也会引起内表面腐蚀。热风炉的燃烧室和蓄热室在烘炉时,从耐火材料中析出的水分也会在波纹管下部的波纹管内冷凝,为了排除这部分冷凝液,以免腐蚀波纹管,在每个波纹内都设一个吸液管,吸液管和泄放总管连通,通过泄放阀将波纹内积液排放出来(见图 11-8),该膨胀节为热风炉拱顶连通管用的万能式膨胀节,其外形见图 11-9 箭头标记,用以吸收在送风和燃烧过程中燃烧室和蓄热室之间的热位移差产生的横向位移,波纹管材料为 316L 不锈钢,层数以单层结构为佳,便于成形后进行固溶热处理,以提高其耐腐蚀性,此膨胀节曾采用 321 不锈钢材料,多层结构,很快产生应力腐开裂失效。整个热风系统(包括总

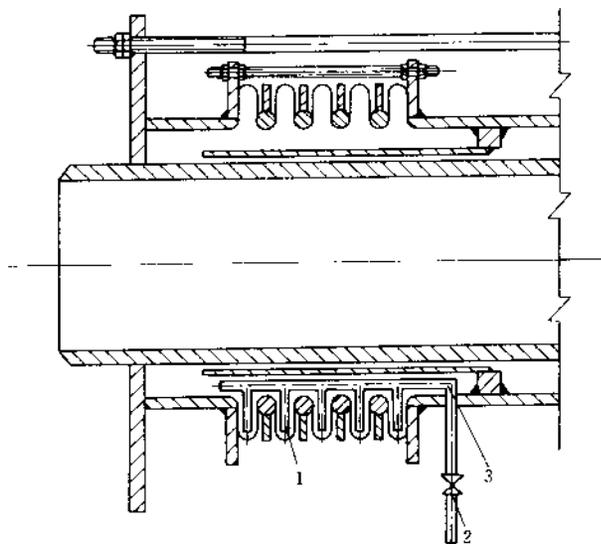


图 11-8 热风炉拱顶连通管上的万能型膨胀节(仅画出一组波纹管)

1—吸液管; 2—泄放阀; 3—泄放总管

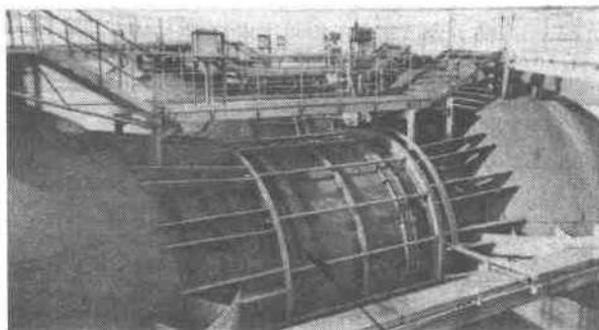


图 11-9 热风炉拱顶连通管上的万能型膨胀节外形

管和支管)采用膨胀节后,可降低了热风总管对高炉热风管和各支管的推力,避免连接焊缝的破坏,并改善了热风阀的工作条件。

### 1.3 氧气压缩机用膨胀节

除了高炉、热风炉大量使用膨胀节外,钢厂的煤气、蒸汽等热力管线、空调系统管线及氧气管路等也都使用膨胀节。

某钢厂制氧厂高压系统的高速离心压缩机的主机及辅机、连接管路都在室内,纵横密集交错,没有足够的空间设立固定支架,只能设轻型支、吊架,多管道接口处对设备的允许推力和力矩均较小,而且主机的振动和噪声较大,故采用对固定支架无盲板力的膨胀节,在低压、中压和高压三台压缩机与中间冷却器之间的进出口管路上都设置了铰链型和万向型膨胀节,氧气供应对钢厂的正常生产起决定性作用,一旦高压氧气泄漏是很危险的,因此对管路系统的可靠性要求很高,所用膨胀节必须精心设计和制造。

压缩机进出口膨胀节的设计参数见表 11-2。管路各接口处对设备的允许推力和力矩见表 11-3。若采用普通轴向型膨胀节,由压力产生的盲板力一项就大大超过表 11-3 给定的允许轴向推力,例如按表 11-2 的  $P$  和  $DN$  的数据计算,各机的进出口轴向推力都在 20t 以上,若按膨胀节的平均直径  $D_m$  计算,则该值还要大。如选用轴向压力平衡型膨胀节,盲板力虽可由膨胀节自身平衡,但弹性反力也会超过允许轴向推力。若选用铰链型膨胀节,计算结果表明反力和管道应力都满足要求,与不用膨胀节时比较,管道最大主应力、最大弯曲应力和最大剪应力都相应下降 4.98、14 和 7.4 倍,且振动和噪声也明显改善,三年多运行情况良好。

### 1.4 波形膨胀节的隔热

冶金工业中在腐蚀、高温场合使用的膨胀节,可采用耐腐蚀耐高温的 Fe-Ni 合金,如 NS111、FN-2、Incoloy 800 Inconel 600,及含 Ni 较高的高合金钢,如 B-315、310S 等,但这些材料价格昂贵,应尽可能不用。如在介

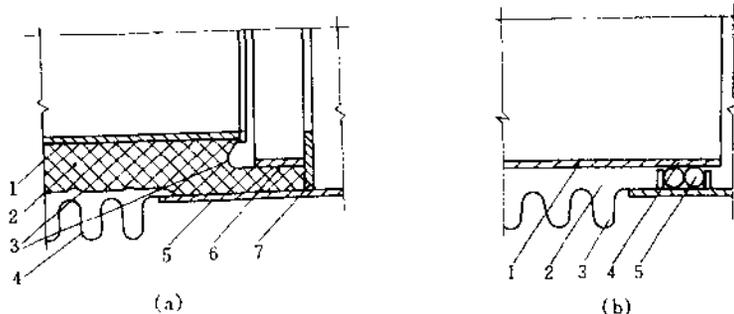
表 11-2 三台压缩机进出口设计参数

工 位	管子通直径 $DN$ , mm	设计压力 $P$ , MPa	温差 $\Delta T$ , $^{\circ}\text{C}$
一机一进口	600	1.0	27
	750	1.0	27
一机一出口	500	1.6	200
一机二进口	500	1.6	35
一机二出口	400	2.5	190
二机进口	400	2.5	35
二机出口	250	4.0	155
三机进口	250	4.0	35
三机出口	200	6.4	140

表 11-3 各直径管接口处设备的允许推力和力矩

直径 $DN$ , mm	轴向推力 $F_x$ , $\times 10^4\text{N}$	横向推力 $F_y$ , $\times 10^4\text{N}$	力矩 $M$ , $\text{N}\cdot\text{m}$
600	<2.2	<1.2	<15000
750	<2.6	<1.5	<18000
500	<1.8	<1.0	<12000
400	<1.5	<0.8	<10000
250	<1.0	<0.6	<5000
200	<0.8	<0.4	<2500

质温度不大于  $600^{\circ}\text{C}$  的场合, 可在导流筒外侧采用柔性优良、不影响膨胀节伸缩的隔热材料结构 (见图 11-10)。如介质有腐蚀性, 要求隔热材料应不含或少含  $\text{Cl}^-$  等卤素离子, 图 11-10 (a) 所示是在波纹管内腔加硅酸铝纤维, 在纤维外包一层不锈钢丝网, 在可伸缩处也用丝网连接, 因陶瓷纤维、



1—导流筒; 2—硅酸铝纤维; 3—不锈钢丝网; 1—导流筒; 2—硅酸铝纤维; 3—波纹管;  
4—波纹管; 5—接管; 6—短管; 7—法兰 4—接管; 5—高温石棉盘根

图 11-10 导流筒外侧加隔热层结构

岩棉等柔性非常好，可压缩量大，充填在波纹内，不致影响膨胀节的变形，或采用图 11-10 (b) 的结构。对温度大于 600℃ 场合，如热风炉系统的直吹管和拱顶连通管等温度高达 1200~1400℃，必须在导流筒内侧衬隔热耐火材料，可使导流筒降温，且可提高耐冲刷能力。耐火材料可以喷涂在导流筒上，也可用耐火砖砌筑，要求耐火材料也应不含或少含 Cl<sup>-</sup> 等卤素离子。为了提高耐火材料与导流筒的粘着力，可在导流筒内侧壁焊上锚固钉结构（见图 11-11）。

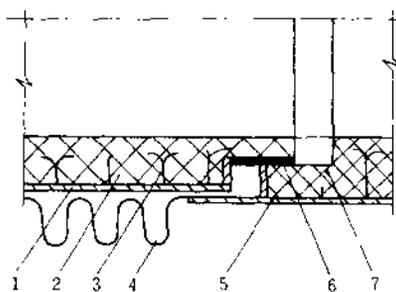


图 11-11 导流筒内侧的隔热结构

1—导流筒；2—耐火喷涂料；3—锚固钉；  
4—波纹管；5—硅酸铝纤维；6—接管；  
7—黄纸板

## 2 在炼油工业中的应用

炼油工业中催化裂化装置及能量回收系统广泛采用膨胀节，以降低热应力及对烟气轮机的推力。

该行业的特点是管道直径大，有的达  $\phi 1500 \sim \phi 2000 \text{mm}$ 、质量重、介质温度高，如再生烟气温度最高达 700~750℃，且烟气含多种腐蚀性成分，如  $\text{SO}_2$ 、 $\text{H}_2\text{S}$  及其冷凝液生成的强腐蚀性的连多硫酸  $\text{H}_2\text{S}_x\text{O}_6$ ，此外还有  $\text{Cl}^-$  和  $\text{O}_2$ ，若选材不当，波纹管很快被腐蚀穿孔。据文献报道，当  $\text{H}_2\text{S}_x\text{O}_6$  的 pH 值在 1~5 范围内时，对 18-8 型奥氏体不锈钢的应力腐蚀影响是很大的，pH 值愈低，则腐蚀破裂愈敏感。这是造成再生烟气及其能量回收系统膨胀节寿命短、频繁破坏失效的主要因素，另一个重要因素就是  $\text{Cl}^-$  产生的应力腐蚀及点蚀破裂，都已被许多膨胀节破坏实例证实。

另一个特点是膨胀节的用量大，仅再生反应和能量回收系统就需用大、小直径膨胀节 20~30 个，因此膨胀节在设计、选型、制造和安装等各个环节做到精益求精，对提高炼油厂的经济效益和安全生产是很重要的。

### 2.1 再生反应和能量回收系统用膨胀节

#### 2.1.1 膨胀节的选型和结构

某厂第三旋风分离器（简称三旋）至烟气轮机进口的管路为三维“z”形管段，如图 11-12 所示，图中件号 7 原选用三个平面铰链型膨胀节，波纹管为单位壁厚 0.5mm，共 5 层，材料为 1Cr18Ni9Ti，波纹管与导流筒之间通冷却蒸汽，投产不久，多次发生腐蚀穿孔，波纹鼓泡失效。原因是膨胀节选型错误，因第三旋风分离器至烟气轮机进口的管系为三维变形的管道，在垂直管段上二个平面铰链型膨胀节不可能同时吸收 z 向和 y 向二个方向的

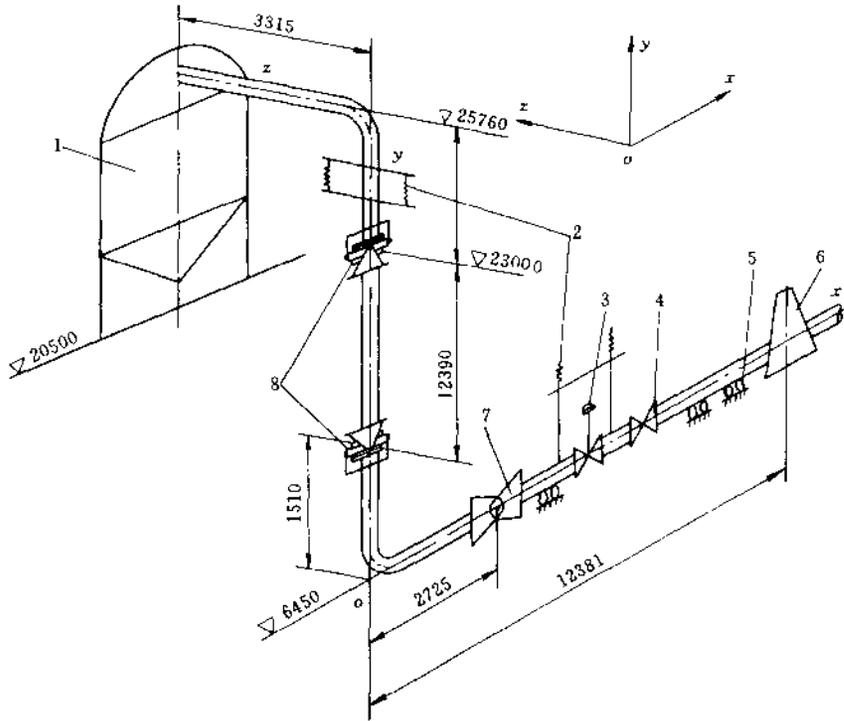


图 11-12 第三旋风分离器至烟气轮机入口管结构示意图

- 1—三旋；2—弹簧吊架；3—闸阀；4—碟阀；5—中心滚动支座；  
6—烟气轮机；7—铰链型膨胀节；8—万向型膨胀节

热位移，后改用二个平衡环万向型膨胀节，并将 $0.5\text{mm} \times 5$ 层改为 $1\text{mm} \times 3$ 层，同时在波纹管直边段开透气孔，使残留在层间的油和水，在高温运行时气化气体由此孔排出，不致使层间压力升高，造成层间鼓泡；此外，烟气中含 $\text{Cl}^-$ ，为此将波纹管材料改为 $0\text{Cr}18\text{Ni}12\text{Mo}2\text{Ti}$ ，同时强化冷却蒸汽系统水处理，使 $\text{Cl}^-$ 含量由 $10\text{mg/L}$ 降至 $1\text{mg/L}$ ，并提高原油电脱盐效果，进一步降低 $\text{Cl}^-$ 含量，这样改进后，膨胀节使用三年多一直保持良好状态。

对承受压力盲板力的耳架的各条焊缝（包括筋板与筒节、铰链板与立板和立板与筒节的连接焊缝）应焊透，保证足够的强度，实际运行中因这类焊缝质量差或设计强度不足，因此出事故的例子不少。

### 2.1.2 支、吊点和结构形式的选择

烟气轮机出口管道直径大，一般大于 $2000\text{mm}$ ，每米管重达2吨多，进口管道连同闸阀等附件，重量约为百吨，由此产生的摩擦力可达几十吨，远超过烟气轮机的允许推力，因此对支、吊点和结构形式的选择也是保证正常

运行的重要环节, 如果炼油厂第三旋风分离器出口水平管段上 DN1400mm 的二波铰链型膨胀节开工头两年波纹管就由于垂直管段太重而发生严重呈椭圆形变形, 后在垂直管段上加了弹簧吊架 (见图 11-12 件号 2), 再没发生类似问题, 同时在烟气轮机进口管段上变滑动支座为滚动支座 (件号 5) 并在闸阀处采用弹簧吊架 (件号 2) 承受管道重量, 从而减小摩擦力。烟气轮机一直正常运转。

### 2.1.3 提高膨胀节寿命措施

再生器出口烟气温度一般在 650℃ 左右, 往往在波纹管与导流筒之间通蒸汽冷却, 使波纹管不超温, 但当蒸汽中含有较多的 Cl 时, 会引起波纹管应力腐蚀和点蚀, 甚至穿孔, 另外, 在冷凝水与烟气中硫化物生成连多硫酸, 也产生应力腐蚀。如某炼油厂再生反应系统管路, 介质为催化剂和烟气, 烟气成分为:  $\text{NO}_x$  241.2mg/m<sup>3</sup>,  $\text{SO}_2$  42.9mg/m<sup>3</sup>,  $\text{H}_2\text{S}$  207.5mg/m<sup>3</sup>, 含湿率约为 30%, 温度 650℃, 采用蒸汽冷却, 压力 0.1MPa, 膨胀节直径 DN1000mm, 材料为 1Cr18Ni9Ti, 测得冷凝液的 pH 值为 1~2, 投产一个月即腐蚀开裂, 后取消冷却蒸汽, 膨胀节寿命大大延长。

另外, 烟气温度虽然很高, 但波纹管的实际壁温并不高, 如某厂再生器出口垂直烟道的膨胀节各点实测表面温度为 92~182℃ (环境温度为 28~30℃), 第三旋风分离器入口水平管道膨胀节各点壁温为 40~260℃ (环境温度为 30~32℃), 水封罐出口水平烟道膨胀节各点壁温为 49~250℃, 可见波纹管壁温远未达到奥氏体不锈钢的敏化温度 400℃, 故取消冷却蒸汽是完全可行的。相反, 在环境温度较低的地区, 当取消冷却蒸汽后, 应采取波纹管的外保温措施, 防止烟气中水蒸气冷凝而产生应力腐蚀开裂, 如新疆地区某炼油厂未采取外保温, 很快出现腐蚀穿孔, 后采取外保温措施, 波纹膨胀节使用七、八年也没有损坏。当然外保温材料应采用含氯化物低的耐火纤维毡, 且保温结构要密闭, 不漏雨水。

由于取消冷却蒸汽, 节约了大量的蒸汽, 以某厂一个 DN1500mm 膨胀节为例, 采用冷却蒸汽, 每小时平均耗汽量约 0.05t, 全年就要消耗 400t 蒸汽, 再生反应和能量回收系统大小膨胀节超过 20 个, 据此计算全年可节约蒸汽 8000t 以上, 所以有显著的经济效益。

如果烟气温度更高, 取消冷却蒸汽后可能使波纹管超温时, 可在导流筒外侧采用陶瓷纤维隔热层, 结构详见图 11-11。

### 2.1.4 波纹管的选材

催化裂化装置用的波纹管材料应根据原油含硫、氮、氯等腐蚀性介质、膨胀节的结构及操作工艺等不同而区别对待, 一般可按下列原则选材。

① 对不含硫原油, 推荐选用 0Cr18Ni10Ti, 若波纹管壁温小于 450℃,

最好不用保护蒸汽冷却。必须采用时，要求蒸汽不含或少含  $\text{Cl}^-$ 。

② 对含硫原油，采用蒸汽冷却，波纹管壁温小于  $450^\circ\text{C}$  的场合，只要膨胀节采取外保温措施，不出现结露，推荐选用  $0\text{Cr}17\text{Ni}12\text{Mo}2\text{Ti}$  和  $00\text{Cr}17\text{Ni}14\text{Mo}2$ ，使用寿命还是相当长的。

③ 对有结露、会产生硫酸、连多硫酸及含  $\text{Cl}^-$  等腐蚀性介质，特别是壁温很高的场合，应选用抗腐蚀性更好、耐高温的材料，如国产的 FN-2、NS 111、B-315 或进口的 Incoloy 800、825 等。使用这些材料，虽然一次性投资高，从长期安全运行来看，不仅减少了需经常更换膨胀节的劳动强度和维修费用，又可不需冷却蒸汽，节省了大量的蒸汽，经济效益是明显的，以某厂蒸汽消耗量 120 万吨/年为例，直接经济效益 133.3 万元/年，间接经济效益 80 万元/年。

## 2.2 催化裂化装置的提升管及外取热器用膨胀节

### 2.2.1 提升管膨胀节

国内催化裂化装置提升管膨胀节的布置情况见图 11-13。管内介质为高温催化剂，呈流化状态，温度约  $500^\circ\text{C}$ ，波纹管与导流筒之间通蒸汽冷却，波纹管的设计温度为  $300^\circ\text{C}$ ，使用中经常发生催化剂进入波纹管与导流筒之间的环形空间，使波纹管产生局部红点过烧及磨损失效，防止失效的方法见下节。

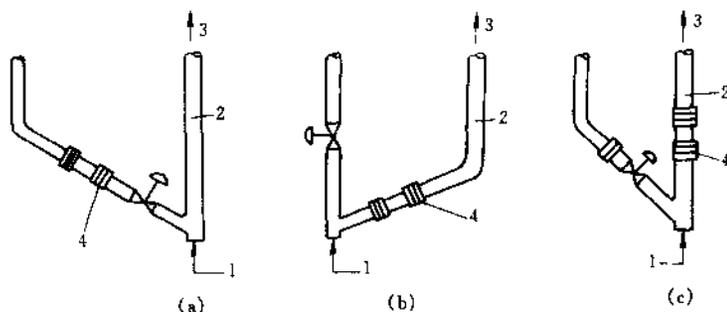


图 11-13 提升管膨胀节的布置种类

1—汽提蒸汽入口；2—催化剂上升管；3—催化剂进沉降器；4—膨胀节

膨胀节结构见图 11-14。在导流筒内表面都有耐磨衬里，可降低导流筒温度并避免催化剂对导流筒的磨损。膨胀节结构要防止催化剂落入波纹管与导流筒之间的环形空间。防止方法是使蒸汽流向与催化剂自由沉降方向一致，在蒸汽出导流筒，进入管道的环形截面 A 处的流速（应考虑膨胀节补偿位移变形后，环形高度最大处流速）大于催化剂自然沉降速度，就可有效阻止催化剂落入环形空间，使波纹管出现红点过烧，磨穿波纹管。此外，吹

扫蒸汽应不含或少含  $\text{Cl}^-$ ，以免腐蚀波纹管。

### 2.2.2 外取热器用膨胀节

为控制再生器的温度，使操作平稳和设备安全运行，在再生器的外面设置列管式换热器（称外取热器），系统布置见图 11-15，由再生器出来的催化剂温度  $550^\circ\text{C}$ ，经外取热器换热后，出口温度约下降  $100 \sim 150^\circ\text{C}$ ，再返回再生器。波纹管材料为  $0\text{Cr}18\text{Ni}11\text{Ti}$ ，在波纹管与导流筒之间的环形空间用蒸汽吹扫，一方面使波纹管不超温，另一方面阻止高温催化剂进入环形空间引起波纹管局部超温过烧和磨损失效。

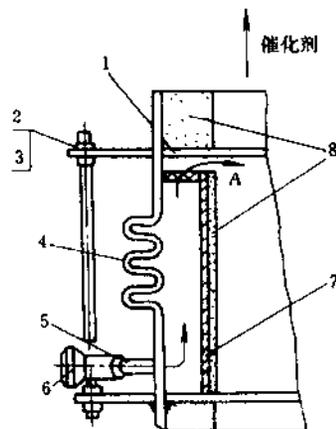


图 11-14 膨胀节结构

1—衬里挡圈；2—定位螺杆；3—螺母；4—波纹管；5—蒸汽管；6—蒸汽管接头；7—导流筒；8—耐磨衬里

### 2.3 管系设计

设计炼油厂的管线，如蒸汽管系、输油管系等，对固定支架的设置、膨胀节的选型原则和一般管系设计一样，但对旧管线的改造特别要对固定支架的强度进行核算，否则因强度不足产生支架倒塌造成的经济损失是很大的。

#### 2.3.1 在长距离输送蒸汽管线上用的铰链型膨胀节

##### (1) 设计条件

介质 过热蒸汽；设计温度  $420^\circ\text{C}$ ；安装温度  $10 \sim 40^\circ\text{C}$ ；设计压力  $4.0\text{MPa}$ （表）；试验压力： $5.0\text{MPa}$ （表）；流速  $19\text{m/s}$ ；管径 主管道  $\phi 273 \times 12$ ；支管道  $\phi 219 \times 10$ ；接口形式 焊接；对固定管架的允许推力不大于  $15000\text{N}$ ；许用循环次数  $[N] = 3000$  次。

##### (2) 膨胀节选型

该管线是长距离输送管线，用固定支架将管线分割成若干个直管段、“L”形和平面“Z”形等独立膨胀管段后，据设计条件知管架的允许推力相当小，选用压力平衡型或万能型膨胀节的弹性反力都较大，不能满足要求，只有铰链型膨胀节弹性反力最小，满足要求，且将直管段改成小“ $\square$ ”形弯管，采用如图 11-16 的三铰链布置，不仅弹性反力小，且大大减少直管段压力平衡型膨胀节的数量，节约投资。选定铰链型膨胀节，系统经受  $5.0\text{MPa}$  水压试验，未发现泄漏，一次试车成功，连续安全运行两年仍继续运行，说明膨胀节的选型是正确的。

#### 2.3.2 旧蒸汽管线的改造

某炼油厂的蒸汽管线原为  $\text{DN}500\text{mm}$ ，采用“ $\square$ ”形弯管补偿，因占地多，热量损失和流动阻力均较大，不能满足该厂的要求，需进行改造，选



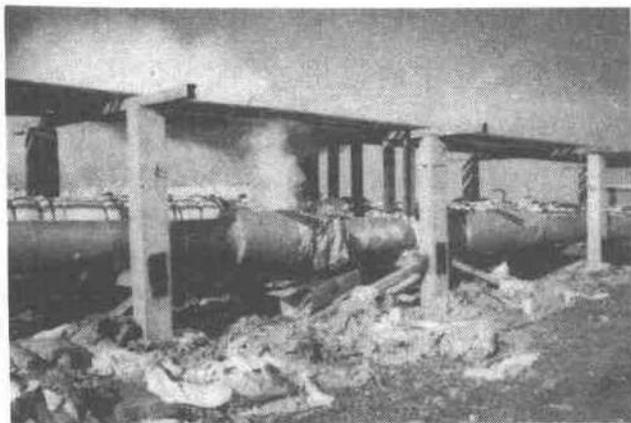


图 11-17 主固定管架被推倒的现场

形弯管补偿器是无盲板力，原固定管架只承受弯管变形的弹性反力，强度要求不高，然而外压式膨胀节的盲板力比上述弹性反力大得多，结果管架被推倒，所以对旧管线的改造，必须进行详细核算。

又如某炼油厂输油管线选用外压式膨胀节，固定管架采用前后夹板的形式卡在“ $\square$ ”形管廊的横梁上，夹板只点焊几点，由于装运螺杆未拆除（按规定装好膨胀节后应拆除），在管线试压和运行时未出现问题，但此时膨胀节已不起热补偿作用，盲板力由装运螺杆承受，当将油罐的出口阀及管道的出口阀都关闭时，因在输油管下侧有一根  $DN20mm$  的蒸汽伴热管未停运，使输油管内压力升高，当油压上升到超过装运螺杆承载能力时，螺杆和耳架突然破坏，这个爆发力传到固定管架上，使原本强度不足的管架破坏，前后夹板全部开焊脱落，管廊的横梁被推倒，波纹管被压扁报废，由于修复管线而停产，造成的损失是巨大的。

#### 2.4 油罐用膨胀节

大型贮油罐底侧部出口装有阀门与输油管道连接，由于油罐很重，使用期间会发生地基沉降，使罐壁及阀门变形，无法开关，所以在上述部位采用长拉杆万能型膨胀节吸收地基下沉产生的横向位移（见图 11-18 箭头标志），盲板力由长拉杆承受，

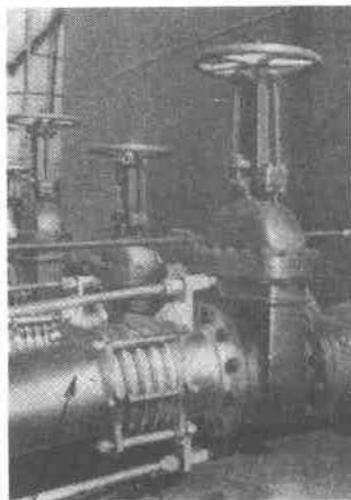


图 11-18 大型贮油罐用膨胀节外形

改善了阀门的操作条件。

### 3 在石油化工工业中的应用

#### 3.1 氢气加热器用膨胀节

某厂乙烯装置中氢气加热器为蛇管双套管式换热器（见图 11-19），内管通氢气，内外管之间的环形空间通蒸汽使氢气加热，工艺操作参数见表 11-4，特点是压力高，补偿量大，故采用复式轴向型膨胀节，波纹管为多层带加强环，用以吸收内外管相对位移量，导向支架设在膨胀节两端内外管的环形空间内，为三只导向块焊在内管外壁上，呈 120°角布置（见图 11-19 截面 A-A），起着外管热膨胀时的导向作用，该设备自 1991 年投入使用至今，一直运转正常。

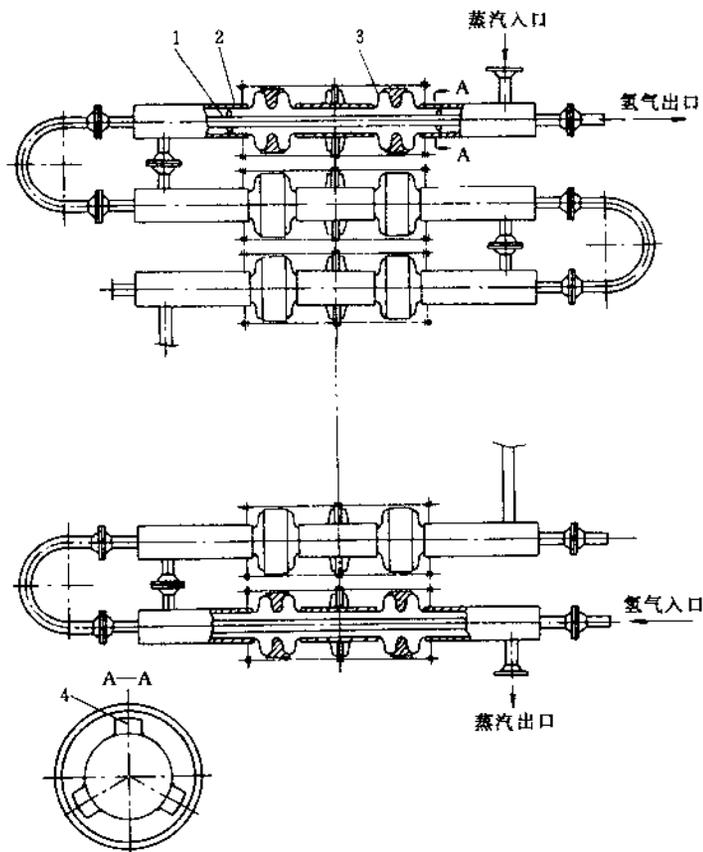


图 11-19 氢气加热器

1—内管；2—外套管；3—复式轴向型膨胀节；4—导向块

表 11-4 操作参数

项 目	壳程	管程
设计压力 $P_{\text{设}}$ , MPa	4.51	3.41
操作压力 $P_{\text{操}}$ , MPa	4.1	
操作温度 $T_{\text{操}}$ , °C	进口	390
	出口	390
试验压力 $P_{\text{水}}$ , MPa	9.84	6.8
试验压力 $P_{\text{气}}$ , MPa		3.58

车和空载状况下, 机器晃动很大, 可使整个钢结构晃动, 产生轴向和横向振动, 最大振幅为  $500 \sim 600 \mu\text{m}$ , 进出口若采用法兰刚性连接, 管道焊接接头将被拉坏, 所以在机器底部装有  $\phi 560\text{mm}$  的波纹管, 主要用来吸收机器振动, 起减振作用, 并降低噪声, 而浆料进出口连接管采用内、外波形双套管, 管间通蒸汽, 双套管尺寸进口为  $\phi 50/\phi 75\text{mm}$ , 出口为  $\phi 100/\phi 125\text{mm}$ , 既可增加传热效果, 又起着热补偿和减振作用, 波纹管材质为 316L 不锈钢, 通常使用寿命较长, 内管端口处的焊缝需处理好, 以免因应力集中而产生应力腐蚀裂纹。

### 3.2.2 对苯二甲酸二甲酯管道用膨胀节

对苯二甲酸与甲醇进行酯化反应后生成的对苯二甲酸二甲酯的凝固点为  $140.6^\circ\text{C}$ , 因介质在输送过程中温度必须控制在  $140^\circ\text{C}$  以上, 否则介质凝固会造成全线停车, 故凡是输送对苯二甲酸二甲酯的管线, 全部采用双套管,

内管通对苯二甲酸二甲酯, 内外管之间的环形空间通蒸汽加热内管介质, 使其温度高于  $140^\circ\text{C}$ , 内管材料为 316L 不锈钢, 外管为碳钢, 使内外管伸长量不等, 所以在外套管上每隔一定距离设置波形膨胀节, 吸收二者相对热位移。

### 3.3 对苯二甲酸贮罐用双层波纹管膨胀节

大型对苯二甲酸浆料贮槽出口装有双套管波纹软管, 内管介质是对苯二

## 3.2 涤纶厂酯化工段用膨胀节

### 3.2.1 立式离心机用膨胀节

该机用来分离对苯二甲酸、醋酸及轻质杂质, 在其进出口和底部都采用波纹管 (见图 11-20)。该机转速高 ( $4000\text{r}/\text{min}$ )、处理量大, 故离心力大, 又因起动电流大, 惯性大, 使机器始终处在振动状态下工作。在开停

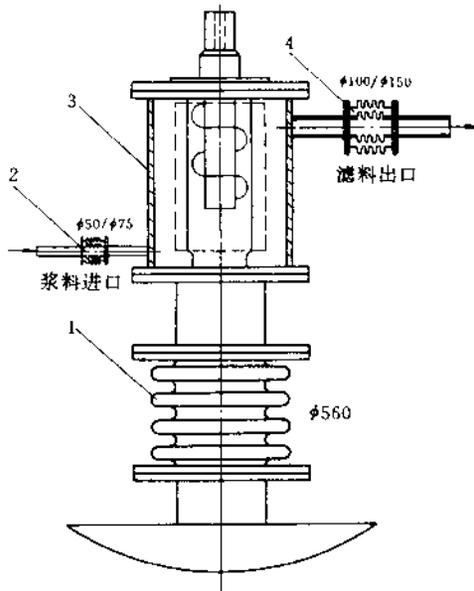


图 11-20 离心分离机用膨胀节示意

- 1—减振波纹管；2—浆料进口波纹管双套管；  
3—离心机；4—滤料出口波纹管双套管

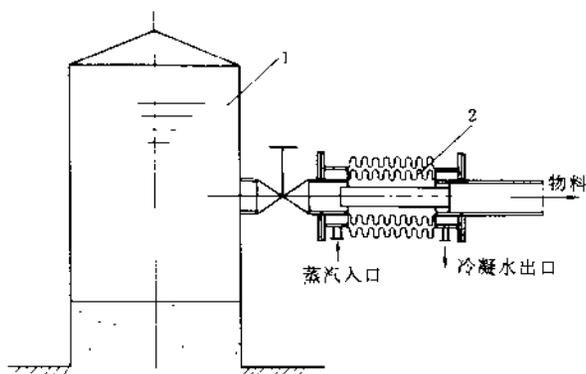


图 11-21 对苯二甲酸贮槽基础下沉的补偿

1—对苯二甲酸浆料贮槽；2—双套波纹管

甲酸，内外管之间通压力 0.2MPa 的蒸汽，进行内管保温，防止醋酸中有轻质杂质析出（见图 11-21），因介质为强腐蚀性，波纹管材质选用 316L 不锈钢，因贮槽基础下沉位移量较大（约 200mm），波纹软管需预变形，其外层包覆不锈钢钢带网，以保护波纹管，结构如图 11-22 所示，该波纹管的使用寿命较长，但需处理好两层波纹管端口的焊接，以免因应力集中产生应力腐蚀破裂。

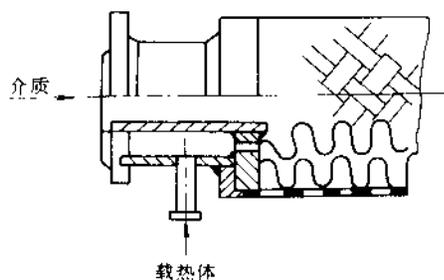


图 11-22 带钢带网双套波纹管

### 3.4 催化裂化再生催化剂系统用膨胀节

某新建 7 万吨/年催化裂化装置，管路采用铰链型膨胀节，管道设计条件为

介质 再生催化剂；设计压力 0.18MPa；设计温度 介质 680℃，波纹管为 350℃；许用疲劳寿命 1616 次。

波纹管采用保护蒸汽吹扫冷却，蒸汽压力 1.0MPa，温度 250℃，膨胀节结构如图 11-23 所示，波纹管材质为 1Cr18Ni9Ti，壁厚 1.2mm（单层），6 波，允许转角 15.8°，试运行半个月就在拉伸侧出现裂纹，经改进后运行了两年多仍继续正常运行，原因是原设计膨胀节的承压能力未满足要求，波纹经向弯曲应力超过许用值，疲劳寿命也未满足要求。于是对波形参数和结构进行改进，将单层改为 0.5mm×3 层，允许角变形为 22°，应力水平和疲劳寿命明显改善，全部满足要求。由于铰链型膨胀节角变形后的波纹管抗失稳能力比轴向型低，因此在同样操作压力下，膨胀节的单波角变形应留有裕

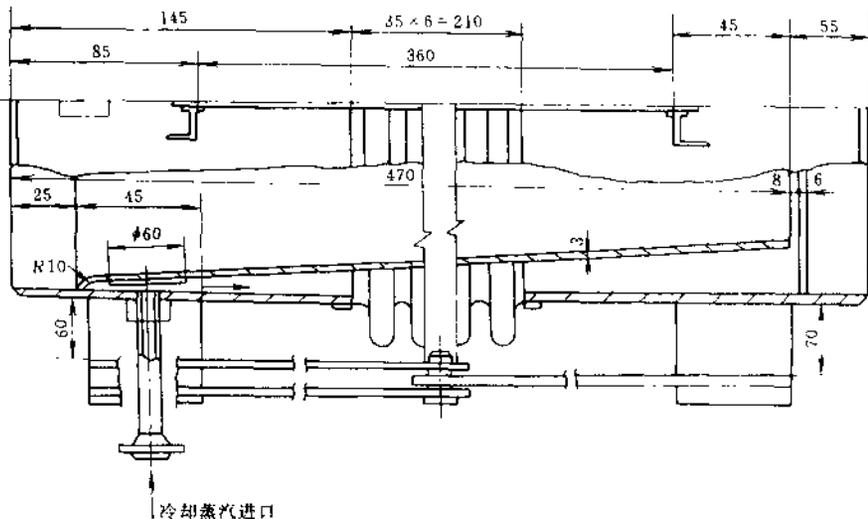


图 11-23 铰链型膨胀节

量,故上述改进设计是合理的,允许角变形比原设计提高了 $6^\circ$ ,此外还采取冷紧措施,使工作状态下角变形比原设计减小 $3.1^\circ$ ,这样波纹管拉伸侧的应力状态大大改善,提高抗失稳的裕量,较为安全。

## 4 在化学工业中的应用

在化工工业中,膨胀节主要用于化工设备上。

### 4.1 换热设备用膨胀节

此类膨胀节通常压力、温度都很高,故壁厚较厚,波高较高,宜采用多层多波结构较好,若必须选用单层厚壁结构,波高要适当,波高与波距的比值不宜太大,一般应控制在不大于1.0范围内,否则成形时变形率太大,易因冷作硬化过度而产生脆断。

#### 4.1.1 重油气化废热锅炉

废热锅炉的结构见图11-24,技术特性见表11-5,载热体为重油气化裂化气,气体从下部进入,经列管内从上部出去,进炉气体温度为 $1350^\circ\text{C}$ ,与壳程内水换热后温度降为 $350^\circ\text{C}$ 出炉,进炉气体压力为 $1.8\text{MPa}$ ,壳程内水吸收裂化气热量产生压力为 $4.0\text{MPa}$ ,温度为 $250^\circ\text{C}$ 的蒸汽和水混合物,由于管子与壳体温差较大,在操作状态下,相对热伸长量也较大,单靠椭圆管板的挠性补偿是不够的,故在壳体上设置一个 $\phi 500$ 多层( $0.5\text{mm} \times 8$ 层)8波的主膨胀节(见图中件号8),材料为 $1\text{Cr}18\text{Ni}9\text{Ti}$ ,又因壳体压力与管程压力的压差较大,产生较大的轴向压力推力,作用在管板与列管的连接焊

缝上，因管板很薄，焊缝的强度不足，有被此推力拉坏的危险，所以在主膨胀节的四周设置了6个 $\phi 200$ 的小膨胀节（见图中11）作压力平衡用膨胀节，沿圆周均布，材料与主膨胀节相同，操作时由于此膨胀节下部与壳体相连的金属软管连通管（件12），故波纹管内压力与壳体内压力相等，在波纹管内产生的轴向力与壳体内推力方向相反，起着平衡作用，使管板与列管连接焊缝的拉应力降至允许值以下，这两组膨胀节组成一个既能吸收较大的位移量，又能有效保护着管板与列管的连接焊缝的补偿机构，运行良好。

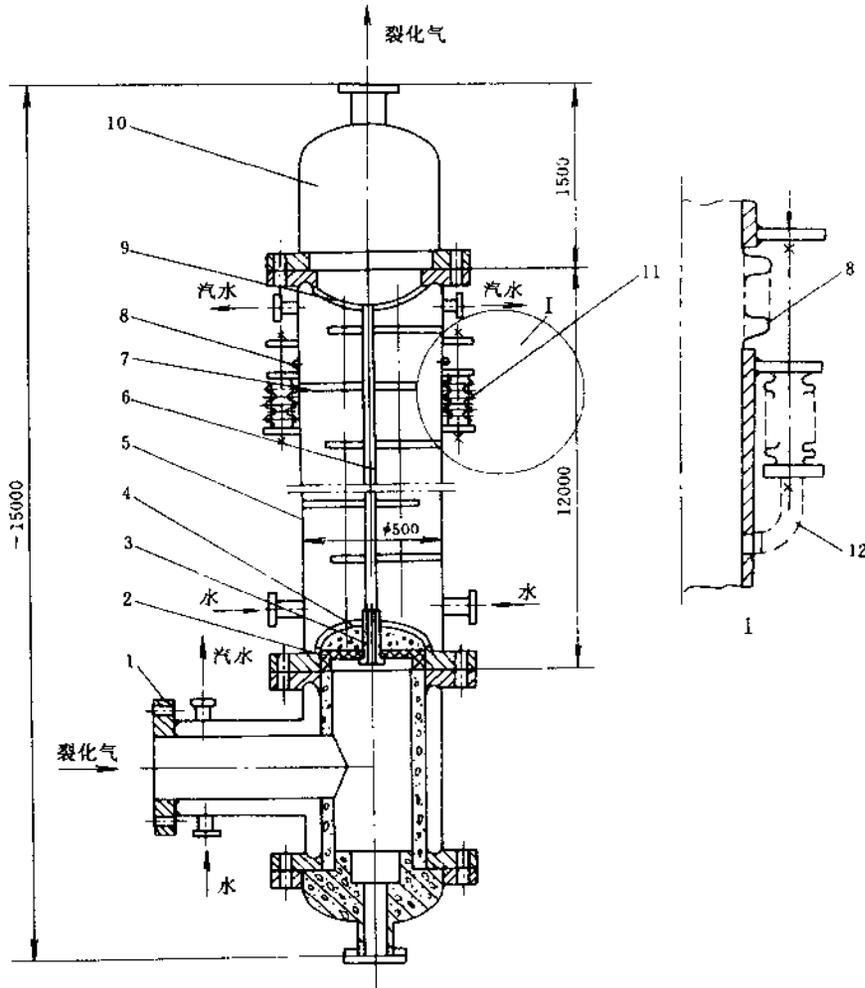


图 11-24 重油气化废热锅炉

- 1—下部三通；2—保护板；3—保护套管；4—下管板；5—壳体；6—列管；7—折流板；  
8—壳体膨胀节；9—上管板；10—上部三通；11—平衡膨胀节；12—软管

表 11-5 技术特性

项目	管内	管间	项目	管内	管间
操作压力, MPa	1.8	4.0	介质	裂化气	汽、水
操作温度, °C	1350~350	250	传热面积, m <sup>2</sup>	28	

4.1.2 CO<sub>2</sub> 汽提塔用膨胀节

某年产 24 万吨尿素装置的 CO<sub>2</sub> 汽提塔, 为管壳式结构, 所用膨胀节的结构见图 11-25, 技术特性见表 11-6, 正常操作时管子与壳体的相对位移量为 4.96mm, 如出现误操作, 相对位移量则为 8.92mm。为了减小热应力, 在壳体上设置了一个单层双波 U 形膨胀节, 按误操作时相对位移量设计, 其几何参数为: DN1800mm、波峰外径 2200mm, 壁厚 18mm, 波距 196mm, 波高/波距 = 182/196 = 0.93, 因其壁厚较厚, 采用半波冲压成形后, 将两个半波在波峰和波谷处用环焊缝连接而成。材料为 1Cr18Ni9Ti, 疲劳寿命 3000 次, 该设备连续操作, 在波纹管外周设置了保护套, 并设有装运螺栓, 使膨胀节预变形, 多年来运行良好。

## 4.1.3 高压洗涤器用膨胀节

年产 24 万吨尿素装置的高压洗涤器, 是管壳式结构, 所用膨胀节的结构如图 11-26 所示, 技术特性见表 11-7, 波形结构与 CO<sub>2</sub> 汽提塔用膨胀节类似, 因波纹管的尺寸和壁厚均较小, 也可整体滚轧成形, 性能会更好。材料为 1Cr18Ni9Ti, 在波纹管外侧装有外保护套筒和预变形用的装运螺栓, 多年来使用情况良好。

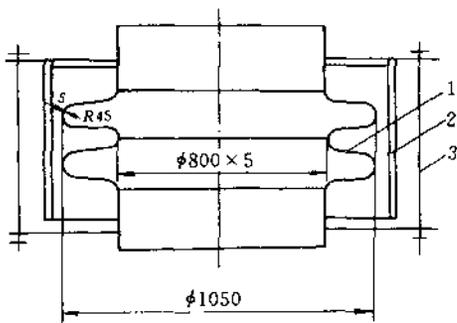
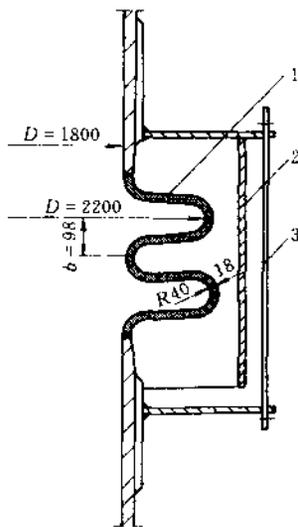


图 11-26 高压洗涤器用膨胀节

1—膨胀节; 2—保护套; 3—装运螺栓

图 11-25 CO<sub>2</sub> 汽提塔膨胀节

1—膨胀节; 2—保护套;

3—装运螺栓

## 4.1.4 氧化锌预热器及碳黑水加热器用 Ω 形膨胀节

氮肥生产中换热器的压力都较高, 所以采用 Ω 形膨胀, 因 Ω 形膨胀节承压能力大, 类似圆形环管, 补偿能力比同等压力的 U 形波大, 现已在氮肥工业中获得成功的应用, 应加以推广。某化肥厂氧化锌预热器和

表 11-6 技术特性

项目	管间	管内	项目	管间	管内
设计压力, MPa	3.0	16.0	操作温度, ℃	214	
操作压力, MPa	2.1	14.4	介质	蒸汽、冷凝水	CO <sub>2</sub> 、NH <sub>3</sub> 、 尿素、甲胺水
设计温度, ℃	225	200			

表 11-7 技术特性

项目	管间	管内	项目	管间	管内
设计压力, MPa	1.25	16.0	介质	水	NH <sub>3</sub> 、CO <sub>2</sub> 、H <sub>2</sub> O、甲胺
设计温度, ℃	120-140	185-167	换热面积, m <sup>2</sup>	105	

碳黑水加热器就是采用Ω形膨胀节, 设备的设计条件见表 11-8, 结构参数见表 11-9, Ω形膨胀节的结构如图 11-27、图 11-28 所示, 膨胀节组装时都进行预压缩, 氧化锌预热器膨胀节预压缩 5mm, 碳黑水加热器膨胀节预压缩 7mm, 设备在运行中曾出现问题, 但两台膨胀节却完好无损, 尤其是碳黑水加热器, 若采用 U 形波纹膨胀节, 由于压力太高, 需多层多波且带加强环, 不仅制造难度大, 且结构比 Ω 形波纹膨胀节复杂得多。

表 11-8 设计条件

设备名称	壳程			管程				
	设计压力 MPa	设计温度 ℃	介质	设备内径 mm	设计压力 MPa	设计温度 ℃	介质	换热面积 m <sup>2</sup>
氧化锌 预热器	3	205-285	二次 碱洗气	φ600	3.2	379- 342.3	宽度 一段气	84.4
碳黑水 加热器	5.39	130-176	碳黑水	φ800	3.3	335- 220	宽度 一段气	215

表 11-9 Ω形膨胀节结构参数

名称	换热管 管长, m	换热管 根数, n	换热管 规格, mm	材 质			膨胀节 规格
				壳体	管子	膨胀节	
氧化锌预热器	4.5	247	φ25×2	16MnR	1Cr18Ni9Ti	1Cr18Ni9Ti	φ108×4
碳黑水加热器	6	481	φ25×2.5	1Cr18Ni9Ti	1Cr18Ni9Ti	1Cr18Ni9Ti	φ159×6

#### 4.2 甲醇装置用膨胀节

某厂年产 20 万吨甲醇装置, 脱硫脱碳工段吸收塔的技术特性见表 11-10, 其与另一设备之间的连通管为 φ406.4×9.525, 长度约为 5000mm, 采用膨胀节后, 压力推力约 50 多吨, 远超过设备的允许推力, 因场地小, 无法设置固定管架, 故选用了轴向压力平衡型膨胀节, 安装后运行的外形见图 11-29 (照片上箭头标志), 由照片可看出膨胀节外表面有结霜, 波纹管为多层多波带加强环, 材质 316L 不锈钢, 成功地解决了问题, 运行二年多来,

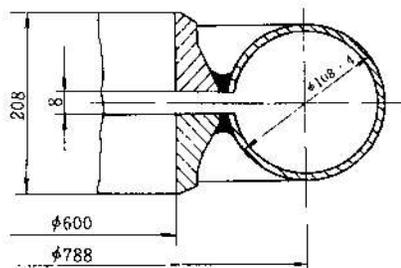


图 11-27 氧化锌预热器膨胀节

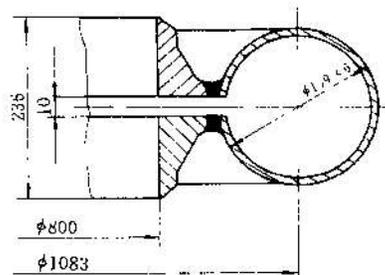


图 11-28 碳黑水加热器膨胀节

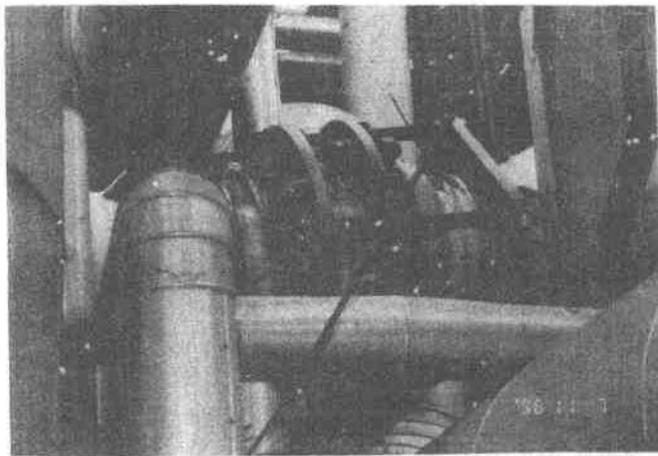


图 11-29 多层多波轴向压力平衡型膨胀节外形

表 11-10 吸收塔技术特性

设计压力, MPa	3.8	操作温度, °C	-19.3
操作压力, MPa	3.24	介质	甲醇
设计温度, °C	-45~50		

情况一直良好。

#### 4.3 降膜蒸发器用膨胀节

某厂年产 2 万吨烧碱的降膜蒸发器由 6 根降膜管组成, 降膜管为双套管 (见图 11-30), 内管为镍管, 管内为 65% NaOH 介质, 外套管为 Cr-Mo 钢, 内、外管之间的环隙为  $\text{KNO}_3$  介质, 套管外为蒸汽盘管缠绕, 因内、外管温度不等, 材质不同, 存在着相对位移量约 21mm, 故在每根降膜管的套管上设置一只多层多波膨胀节 (见图中 2), 蒸发器的技术特性见表 11-11, 在波形膨胀节外设保护套, 导向装置见图中截面 A—A 和 B—B, 运行二年多来膨胀节未坏, 后因内管腐蚀穿孔面损坏。

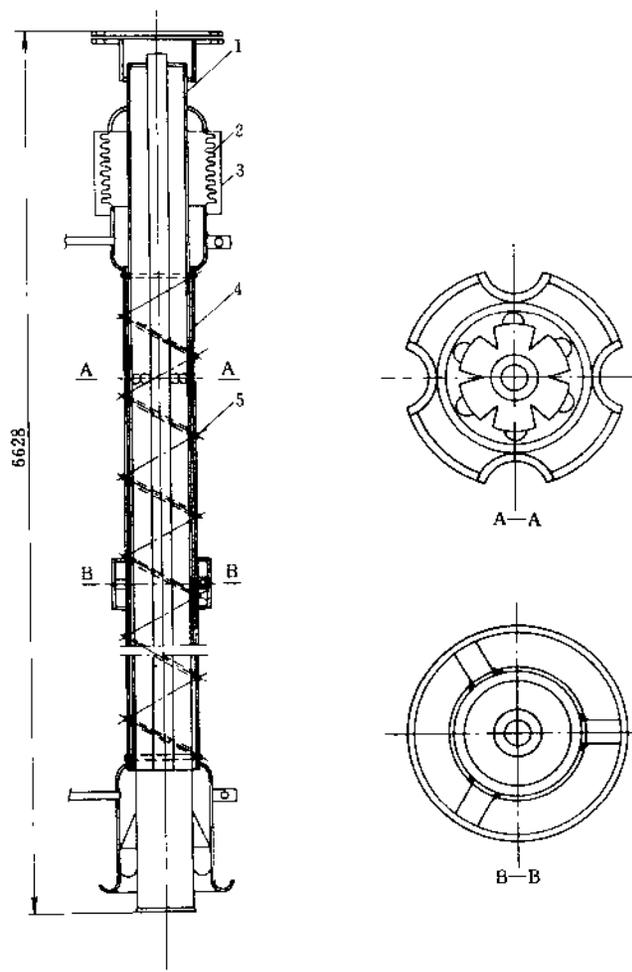


图 11-30 降膜蒸发器的降膜管

1—内管；2—膨胀节；3—保护套；4—套管；5—盘管

表 11-11 蒸发器技术特性

名称	内管	夹套管	盘管
设计压力 $P_{\text{设}}$ , MPa	0.05	0.8	2.2
操作压力 $P_{\text{操}}$ , MPa	0.0013	0.6	1.2
试验压力 $P_{\text{试}}$ , MPa	0.08	1.0	2.9
设计温度 $T_{\text{设}}$ , °C	420	450	240
操作温度 $T_{\text{操}}$ , °C	410	440	190
试验温度 $T_{\text{试}}$ , °C	20	20	20
介质	65% NaOH	KNO <sub>3</sub>	蒸汽、凝水

## 5 在电力工业中的应用

在核电站、火力发电厂及热电厂的汽轮发电机组、热力管线、泵等部位广泛采用膨胀节。因为汽轮机的转子与壳体内壁的径向间隙及轴封的径向间隙都很小，为了平稳运转，汽轮机与被驱动机械之间应严格对中等原因，要求作用于汽轮机上的外力应小于汽轮机的允许值，因此与汽轮机连接的管道，如中、低缸之间的连通管、抽汽管及排汽管处都应采用波形膨胀节，变刚性连接为柔性连接（见图 11-31、图 11-32），以减小作用在汽轮机上的力。而且管线的布置，要尽量避免使用无约束轴向型膨胀节（见图 11-33），因此时需在弯管处设置止推固定支架，预防管线的移动，这样膨胀节产生的压力盲板力和弹性反力共同作用于汽轮机与固定支架上，往往超过汽轮机的允许推力，如采用长拉杆约束的膨胀节（见图 11-34），将水平管段尽量包容在两端环板之间，变轴向位移为横向位移，盲板力由长拉杆承受，不需在弯管处设固定支架，汽轮机仅承受比盲板力小得多的弹性反力或采用弯管压力平衡型膨胀节（见图 11 35），盲板力由摆动杆承受，也不作用于汽轮机上。

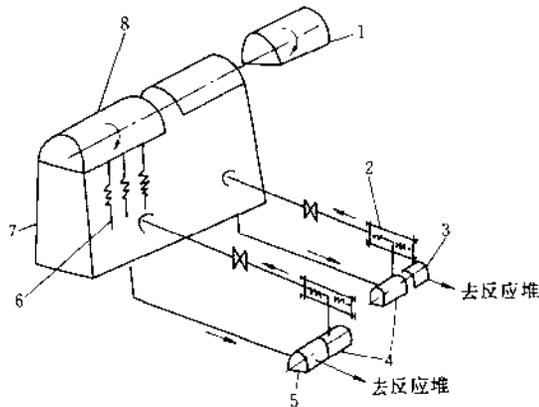


图 11-31 核电站汽轮机发电机组用膨胀节示意

1—发电机；2—排汽管的压力平衡型膨胀节；3、5—给水泵；4—反应堆给水泵汽轮机；  
6—抽汽管用膨胀节；7—冷凝器；8—汽轮机

此外，在凝结水泵的进出口管上装设膨胀节，可减小管系的振动，使泵能安全运行，在厂区动力管线上亦采用膨胀节吸收热位移。还有核电站反应堆为了更换燃料及竖井的密封，也都使用波纹管。

### 5.1 中、低压缸连通管上的膨胀节

由中压缸至低压缸的输汽连通管，若是与缸体刚性连接，则因蒸汽使连

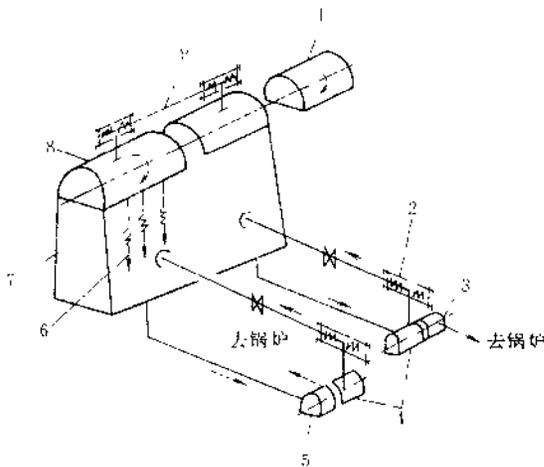


图 11-32 火力发电厂汽轮机发电机组用膨胀节示意

1—发电机；2—排汽管用压力平衡型膨胀节；3、5—给水泵；4—锅炉给水泵汽轮机；  
6—抽汽管用膨胀节；7—冷凝器；8—汽轮机；9—连通管用压力平衡型膨胀节

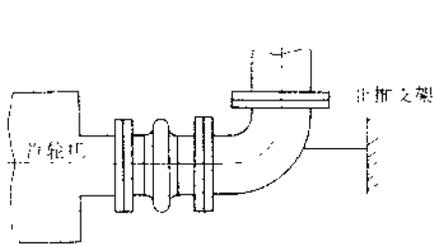


图 11-33 无约束轴向型膨胀节

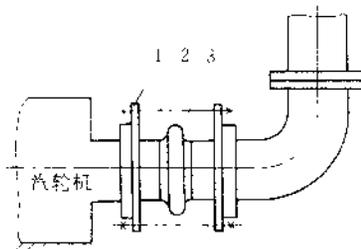


图 11-34 带拉杆横向型膨胀节

1—环板；2—拉杆；3—膨胀节

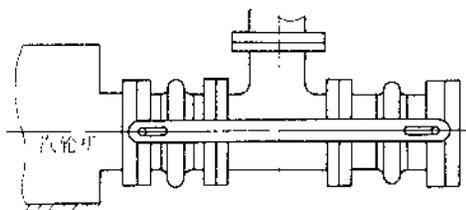


图 11-35 带有滑槽摆动杆的横向型膨胀节

通管受热伸长受到约束，由此产生对缸体的推力是很大的，远远超过汽轮机的允许值，造成汽封、轴封等零件的机械损伤以及连接管道和机壳的大变形，直至汽轮机不能正常运转，所以通常在连通管上采用结构紧凑、密封性好的波形膨胀节来吸收热位移。避免发生上述现象

在早期，该柔性元件为冲压成型的两半碗形碳钢件，在波峰处用环焊缝连接成的波形膨胀节，缺点是壁厚较大，刚性大，补偿量小，在焊缝处大量积水，使连通管低标高部位大面积腐蚀，使材质疏松，结果是

机组启动时真空度无法达到要求 450~470mmHg, 额定参数运行时无法达到额定负荷。现采用薄壁不锈钢液压整体成形, 多层多波弯管压力平衡型波形膨胀节, 如我国自己设计制造的 125MW 汽轮发电机组, 就采用这种结构, 其工作波为 3 波 + 3 波二组波纹管, 平衡波为 6 波一组波纹管组成, 全部为双层, 外形见图 11-36 上箭头标志。其优点是刚度小, 补偿量大, 耐腐蚀寿命长, 盲板力自身平衡, 由大拉杆承受, 于是基本消除对中、低压缸缸体推力, 仅承受膨胀节变形的弹性反力, 此力比盲板力小几个数量级。该机组自 1991 年投运以来, 至今一直运行良好, 现已广泛用于该机组, 此外, 类似结构也已用于 300MW 和 600MW 机组。

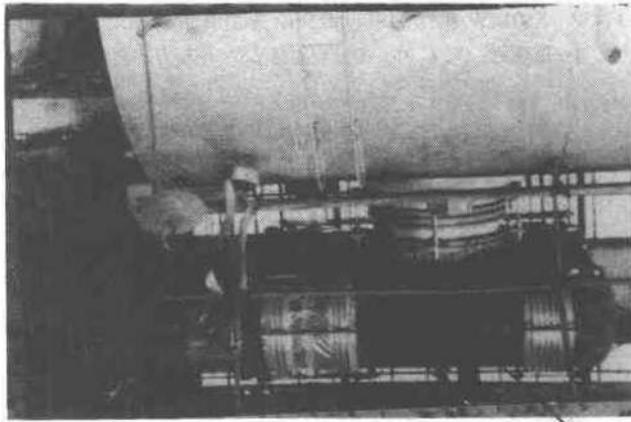


图 11-36 125MW 汽轮机组中、低压缸连通常用压力平衡型膨胀节外形

国外的大型机组、低压缸连通常根据缸体的不同配量, 选用的膨胀节形式也不同, 175MW、350MW、600MW 及 1000MW 汽轮发电机组的典型配管形式及选用的膨胀节如图 11-37~图 11-40 所示。日本东京电力公司袖浦发

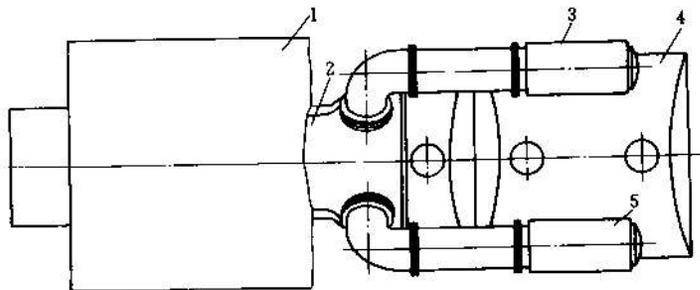


图 11-37 175MW 机组的中、低压缸连通常带膨胀节的结构示意  
1—高压缸; 2—中压缸; 3, 5—压力平衡型膨胀节; 4—低压缸

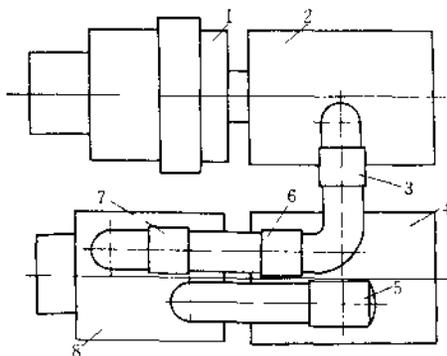


图 11-38 350MW 机组的中、低压缸连通管带膨胀节的结构示意

1—高压缸；2、4—低压缸；3、6、7—铰链型膨胀节；5—压力平衡型膨胀节；8—中压缸

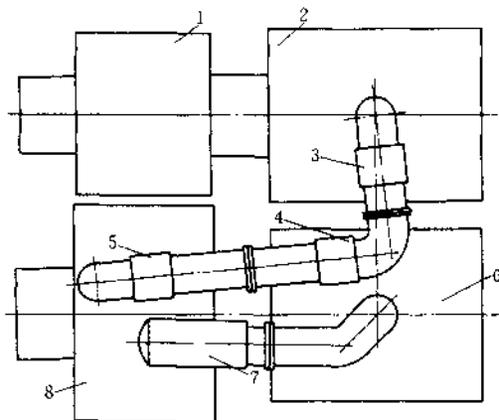


图 11-39 600MW 机组的中、低压缸连通管带膨胀节结构示意图

1—高压缸；2、6—低压缸；3、4、5—铰链型膨胀节；7—压力平衡型膨胀节；8—中压缸

电厂 1000MW 机组连通管采用 54 英寸铰链型膨胀节，二组三铰链型布置，与图 11-40 所示一致。

## 5.2 热电厂厂区的热水、蒸汽管网用膨胀节

某热电厂厂区内一个架空敷设的热水和蒸汽管排（见图 11-41），5 根管道共用管架，管径分别为二根  $DN1000\text{mm}$ ，二根  $DN500\text{mm}$ ，一根  $DN400\text{mm}$ ，除  $DN400\text{mm}$  管道内通温度  $336^\circ\text{C}$  过热蒸汽外，其余均通热水，温度为  $150^\circ\text{C}$ ，介质压力为  $1.6\text{MPa}$ ，架空高度为  $8\text{m}$ 。

管系设计需作经济分析，上述管系若选用轴向型膨胀节，不仅数量多、投资大，且作用在共用管架的内压推力达  $800\text{t}$ ，对基础的弯矩达  $6400\text{t}\cdot\text{m}$ ，承受如此大载荷的管架将是一个庞大的建筑，但采用图 11-41 的方案，变轴

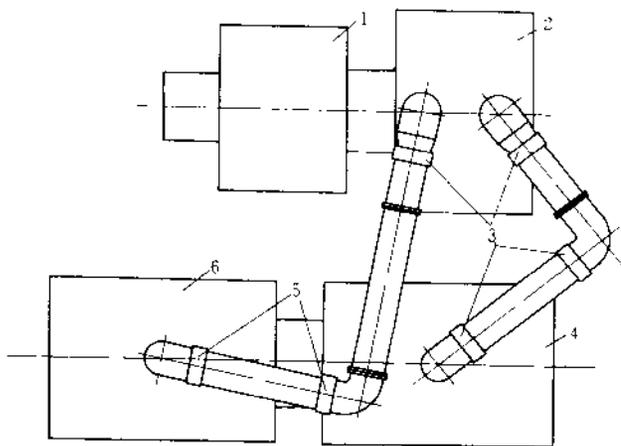


图 11-40 1000MW 机组的中、低压缸连通管带膨胀节结构示意图

1—高压缸；2—中压缸；3、5—铰链型膨胀节；4、6—低压缸

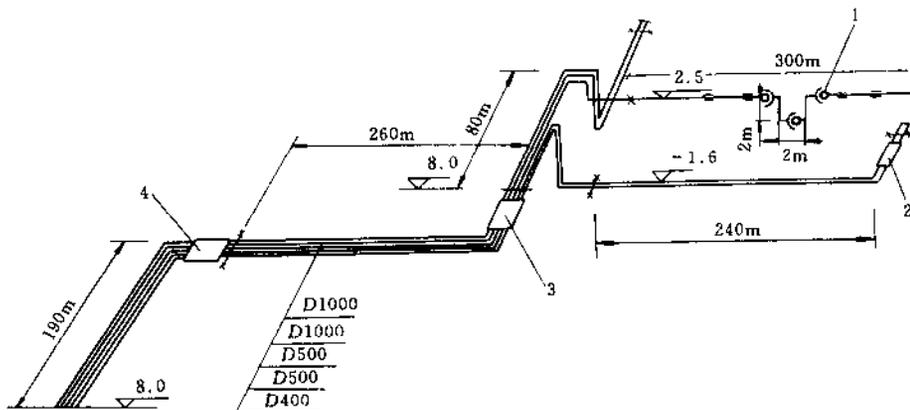


图 11-41 某热电厂热力管系热补偿方案

1—角向型膨胀节；2—横向型膨胀节；3、4—横向膨胀节组

向补偿为横向和角向补偿，支、托架采用滚动支承，结果使固定支架的推力减少到 80t 以下。

此外，图中 DN400mm 管道，有一段长 300m，标高 2.5m 的架空直管道，内压推力为 27~35t，若用压力平衡型膨胀节，按许用寿命  $[N] = 200$  次计算，约需 28 只，每只价格约 2.1 万元，共计 58.8 万元；但按图 11-42 所示方案，将直管在适当地方向下弯成小倒“ $\Gamma$ ”形弯管，用二组三铰链型布置的膨胀节，不仅使管架推力降低到 10000N 以下，且按每组价格 2.3 万元计算，共计 4.6 万元，由此可见，可节约投资 54.2 万元，经济效益是显著的。

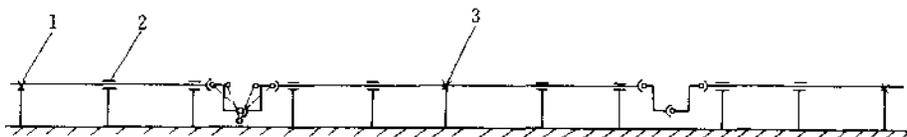


图 11-42 二组倒“U”形弯管三铰链补偿方案

1, 3—固定支架；2—导向支架

## 6 在城市建设中的应用

在城市建设中，波形膨胀节主要用于热网工程的供热管道上，取代传统的“U”形弯管补偿器、套筒形补偿器，这些补偿器的缺点是流体阻力大、占地多、易泄漏和维修工作量大等。

热网管道通常是长输管道，其特点是要求补偿量大，推力小。目前常用的工作参数为：工作压力 0.6~1.6MPa，温度不大于 350℃；一次性补偿直埋式的热网仅限于高温热水，最高设计温度为 150℃。

使用波形膨胀节的热网管道需注意或解决的问题如下。

### (1) 水锤现象

采用钢套内压式膨胀节虽能吸收大的位移，但在卧式装置膨胀节的波纹内常有蒸汽冷凝水积存，有可能产生水锤现象，使膨胀节破坏，尤其是间断运行的蒸汽热网中更应注意。若采用带排液管的钢套外压式膨胀节（见图 11-43），通过排液管（11）能及时排出积液，避免发生水锤。外压式膨胀节还有下列优点，即在同样工作压力下，吸收的位移量比钢套内压式膨胀节大；外保温材料包覆较方便。

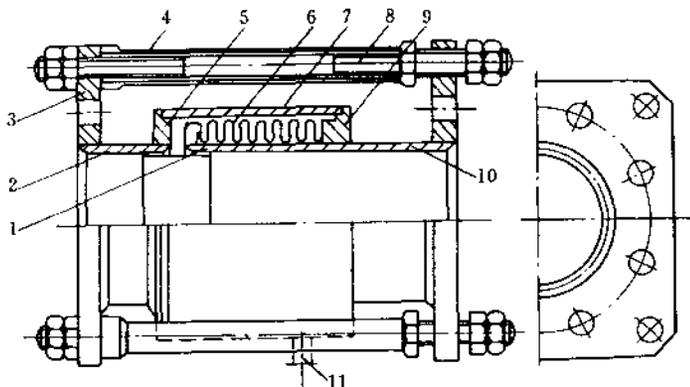


图 11-43 外压式膨胀节

1—导流筒；2, 10—端管；3—法兰；4—拉杆套管；5, 9—端盖；6—波纹管；  
7—钢套；8—拉杆；11—排液管

## (2) 腐蚀与防腐

有补偿全埋式膨胀节在热网中的设置,通常有两种形式,其一是将膨胀节设置在专门的窰井小室内,便于检查和维修,其二是将膨胀节作为管道的一部分直埋于土壤中,不另设窰井,但此种膨胀节的波纹管外面有保护密封罩。无论何种形式,当他们设置在地下水水位较高的沿海地区,因水中含有Cl<sup>-</sup>浓度高,且含有腐蚀性碱金属,若隔水措施不良,窰井内会积水,使膨胀节浸泡在水中,或外保护罩密封不好,地下水会渗透进入保护罩和波纹管之间,都会使300系列奥氏体不锈钢波纹管产生腐蚀破裂。防止方法是选用FN-2、Incoloy 800及B-315等耐腐蚀性能好的材料,对于输送温度不大于150℃热水管道用全埋式膨胀节可试用不含Cl<sup>-</sup>的涂料,涂在波纹管的外表作防腐涂层,待有成功的经验再推广,取代上述价格昂贵的高级材料,降低投资成本。

## (3) 合理的选型设计

热网管道的热补偿采用波形膨胀节时,往往有几种方案供选择,需按具体情况作经济和优化分析,对于长的直管段,轴向热位移量很大,且压力推力又较大时,若采用轴向型膨胀节,不仅数量多而且需设置庞大的固定支架,这样一方面使投资增加,另一方面在寸土寸金的繁华大城市内布网往往是不现实的,应采用铰链型或万能型膨胀节,变轴向补偿为横向或角向补偿,如某大城市热网中一条蒸汽供热管线,管径DN300mm,总长约2.3km,设计压力1.3MPa,设计温度300℃,其中有一段基本为直管段,长约1.0km,总补偿量约3600mm,按许用疲劳寿命[N]=500次计算,用单式通用型轴向膨胀节,需要97个,费用约30万元;用外压式膨胀节,每个能补偿150mm,需要24个,费用约26.4万元;现在直管的适当位置处于水平方向弯成小“U”形弯管,用铰链型膨胀节呈三铰链式布置,共七组,21个铰链型膨胀节,费用约8.4万元,可见比轴向型膨胀节节约投资21.6万元,比外压式膨胀节节约18万元,而且不需设许多牢固的固定支架,使投资费进一步降低,该管线自1987年投运至今一直良好。

以下例举在热网改造过程中,由于设计、安装和运行的错误造成事故,供从事热网工作人员引以为戒的实例。

例1 某城市热网改造工程,采用轴向型的Ω形膨胀节和大拉杆万能型膨胀节代替原来的球形补偿器(见图11-44),该管线公称直径DN400mm,设计压力1.6MPa,改造后原来管线入口处来自电厂的蒸汽流量为25t/h,压力为0.75MPa,温度180℃,出口处压力为0.45MPa,温度180℃,流量25t/h,于1990年冬投入运行,未发生问题,可是1991年由于电厂增加一台锅炉,使蒸汽流量增至36t/h,压力增加至0.93MPa时,热力站值班人

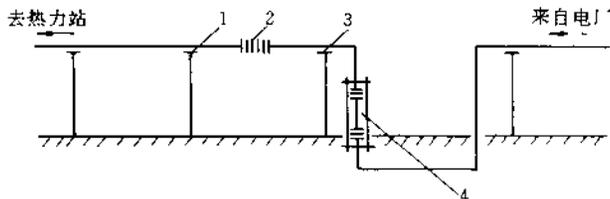


图 11-44 改造后采用波形膨胀节管线示意

1—支托架；2— $\Omega$ 形膨胀节；3—支托架；4—大拉杆万能型膨胀节（出口处蒸汽量  $25\text{t/h}$ ， $P=0.45\text{MPa}$ ， $T=180^\circ\text{C}$ ，入口处蒸汽压力为  $0.75\text{MPa}$ ）

员关小出口阀，企图降低流量，结果造成管道压力突然升高，将支托架（见图件中号 3）推倒，膨胀节失去支承， $\Omega$ 形膨胀节被轴向撕裂破坏，分析原因：由图可见，在  $\Omega$ 形膨胀节与万能式膨胀节之间的支架 3 不是固定支架，只是一般的支托架，违背了在两个固定支架之间只能设置一个波形膨胀节的原则，因膨胀节是柔性元件，在盲端由内压产生的盲板力作用下，必然被拉坏，将支托架改为固定支架后就不可能发生上述事故。此外，若  $\Omega$ 形膨胀节设有限位拉杆，一旦支架因某种原因失效，轴向盲板力由限位拉杆承受，这样也可保护膨胀节不被拉坏。其次是操作上的问题，当管线内流量增大时，应关小进口阀，而不是出口阀，这样就不会造成管内压力突然升高。

**例 2** 如某城市热网管线的两个固定支架之间，同时用波形膨胀节和“ $\square$ ”形弯管补偿两个补偿器，意在满足热位移量的要求，结果波形膨胀节被拉长失效，其原因和实例 1 相同，也是违背了在两个固定支架之间只能设一个补偿器的原则造成的。

**例 3** 在管系作水压试验时，膨胀节两端盲端必须可靠地固定，否则波形膨胀节将被拉坏。这在某些城市的直埋式一次性补偿热网管线中都出现过此类问题。

## 7 在船舶工业中的应用

由于船舶、舰艇上的空间是宝贵的，因此在汽、水、油和烟道管路上，柴油机排气口及机泵进出口等的热位移补偿和减振降噪元件广泛采用结构紧凑、密封性好、安装方便的波形膨胀节。

船舶配管采用的波形膨胀节和陆地配管是不同的，由于航海船舶受风浪等影响，造成船体变形产生特有的变位移，需由膨胀节吸收，在疲劳计算方面不仅要考虑压力、温度变化产生的循环次数，还需考虑船体变形产生位移的循环次数，还要用 Miner 的累积损伤理论进行校核。

由于船舶空间宝贵，船用设备和零部件结构及布置都比较紧凑，使有些

船用膨胀节的形状就比较特殊,并非圆形或矩形,而是圆缺形(见图 11-45)。

目前,船用膨胀节已有标准:CB 1153《金属波形膨胀节》用于海水、压载、消防和油、蒸汽管路系统,温度不大于 $200^{\circ}\text{C}$ ;GB 12522《不锈钢波形膨胀节》和CB 1033《不锈钢波形膨胀节》,用于PN不大于 $0.05\text{MPa}$ ,温度不大于 $550^{\circ}\text{C}$ 排气管路系统。



图 11-45 船用特殊形状膨胀节

### 7.1 排气管道用膨胀节

图 11-46 是 3 万吨散装货轮排气管道用膨胀节,由图可见,在消声器的进出口都装了膨胀节(件 3、5),一则吸收进出口管道的热位移,再则可减低消声器的振动;此外为了不让进口管道的重量作用在进口膨胀节上,装了吊架(件 2);在水平烟道上装设一个膨胀节(件 1),同时吸收立管和水平管的二向热位移,若这个位移量较大,则可设置万能式膨胀节,为不使水平管道的重量作用在此膨胀节上,同样装了二个弹簧吊架(件 6)来承担。

### 7.2 液化天然气船用膨胀节

液化天然气船用膨胀节是在 $-162^{\circ}\text{C}$ 超低温下操作,必须考虑船舶特有的变形和振动的吸收,膨胀节万一发生龟裂,气体外泄将有发生爆炸的危险,因此对该类膨胀节的设计,制造应严格要求,材料选择、结构分析及设计图纸等必须严格审查,并且按有关法规进行试验、检查和验收。

#### 7.2.1 材料的选择

##### (1) 波纹管

波纹管材料通常是采用奥氏体不锈钢,不考虑低温脆性,但 304 奥氏体不锈钢,由于塑性加工成形及热处理等影响,会发生 $\gamma$ 相向 $\alpha$ 相转变,析出铁素体,又由于晶体滑移,在滑移线上生成二次铁素体等引起脆断的危险,此外,在低温下,当温度低于MS点以下时,会产生马氏体变形,降低不锈钢的耐腐蚀性。由实验知上述两类情况,304L 不锈钢比 316L 更为严重。同时为了防止焊接处析出铬的碳化物,应选用超低碳的 316L 不锈钢。

由于波纹管是薄壁,并处于海水腐蚀的环境中,波纹管成形后必须进行固溶热处理及酸洗钝化处理,提高其耐腐蚀性。

##### (2) 其它零部件

为防止焊接时,在法兰、接管等焊缝处析出铬碳化物,应采用超低碳的 304L 钢或 316L 钢则更好。波纹管加强圈采用 304 钢,但若处于海水雾气的

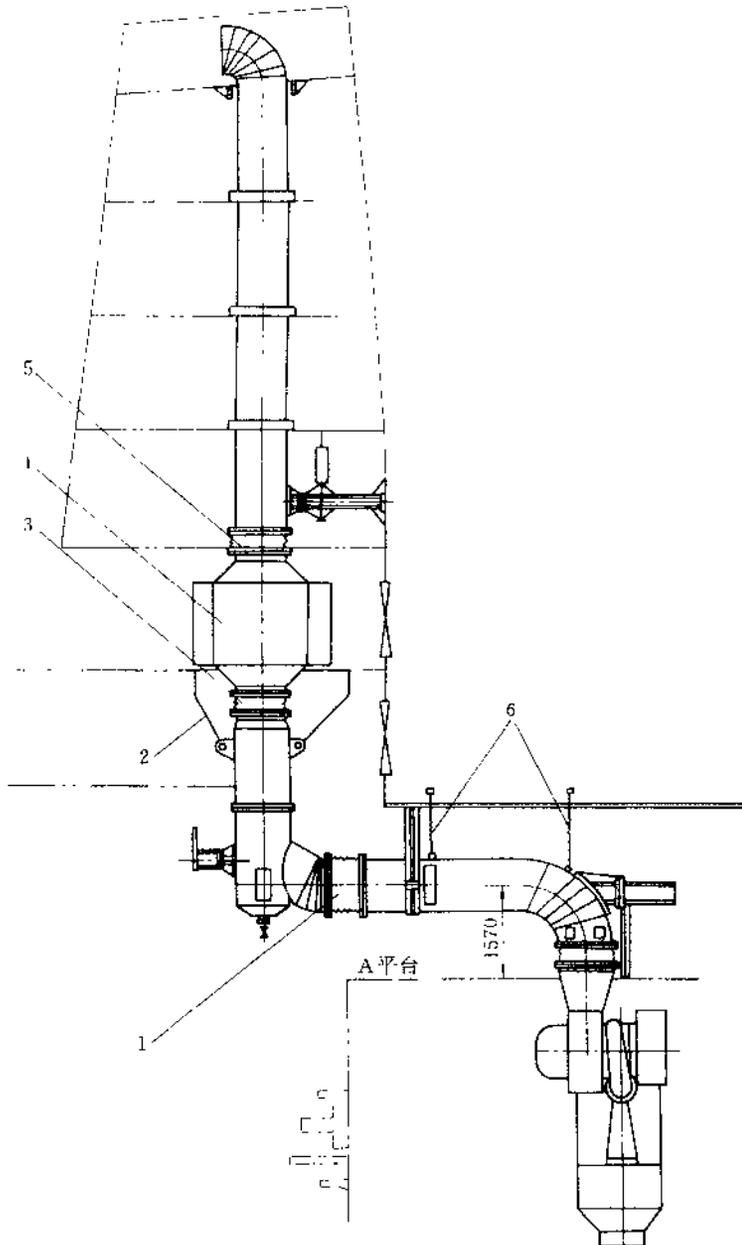


图 11-46 某散装货轮烟道用膨胀节

- 1—膨胀节；2—吊架；3—消声器进口膨胀节；4—消声器；  
5—消声器出口膨胀节；6—弹簧吊架

外部环境时，仍须采用 304L 钢，其它零部件如螺栓等可采用 304 钢。

### 7.2.2 膨胀节的结构

船舶在海上航行受风浪的影响，会使船体变形，膨胀节变位，由于风浪方向是不定的，故在 X、Y、Z 各方向上均会发生位移，并在各方向上多次循环，在这种场合最好采用万能型膨胀节。

#### (1) 波纹管结构

液化天然气船用膨胀节特点是压力高，温度是超低温，所以既要考虑吸收位移的能力好又要耐压强度高，故波纹管结构通常有带加强环单层和不带加强环多层两种。

① 带加强环单层波纹管 其优点是：波纹管的气密性容易确认；焊缝易用 X 射线检查；各波变形均匀。缺点是：由于加强环与波纹之间有间隙，在高压下波纹管产生塑性变形，应变的计算值与实测值相差较大；在运行状态下，波纹管受拉伸，使波纹管与加强环之间间隙变大，故安装时应采取预压缩措施。

② 多层波纹管 其优点是：液化天然气船用膨胀节若不带加强环通常需 4 层，耐压强度高，不引起明显的变形，计算应变值与实测值较接近；内层龟裂仍能保持气密性、液化气不外泄，外层和内层可选用较好的耐腐蚀材料，中间层则可选一般材料。缺点是：波纹管与短管焊接时层间的空气膨胀会造成焊缝有缺陷；焊缝及波纹管的缺陷不易被发现；由于层间存在摩擦力，使弹性反力增高，一般约提高 35% 左右。

综合两者的优缺点，建议选用两层带加强环结构的波纹管。

#### (2) 附件结构

① 导向螺栓应有限位结构，防止膨胀节过大的位移，加强环的伸缩亦应予以制约。

② 液体管线应设置内导流筒，以免波纹管内的湍流引起振动。

③ 应设置外保护套，防止波纹管外部结冰，从而妨碍波纹管的伸缩功能。

④ 限制设置加强筋，应采用厚法兰等不产生应力集中的结构。

### 7.2.3 设计

船舶配管使用的膨胀节与陆上配管不同，其位移量的计算值是配管温度变化产生的位移与船体航行时变形产生的位移的合成位移，此外，对于液体管线，除上述位移外，还应增加压力波动的变化。

### 7.2.4 疲劳计算

液化天然气船用膨胀节的疲劳寿命须考虑两种变形循环，其一是在航行中由于船体变形产生的位移循环次数；其二是内压与温度（低温介质与航海

中的常温温差产生配管的收缩位移)变化的循环次数;以各自的实际循环次数按 Miner 的累积损伤原理计算膨胀节的疲劳寿命,两种变形循环至破坏的次数,推荐如下:由船体变形的循环次数为  $2 \times 10^6$  次,由热位移和内压合成的循环次数为  $1.6 \times 10^4$  次,即按 1 次航海为 2 个循环,每年航海 20 次,航期取 20 年,安全系数取 20,则总循环次数为  $2 \times 20 \times 20 \times 20 = 1.6 \times 10^4$  次。

# 附录

## 附录 A 金属材料弹性模量

$10^3 \text{MPa}$

温度, °C	碳钢 C < 0.30%	碳钢 C ≈ 0.30%	碳锰钢	甲种铅钢 Cr5Mo (P9Mo)	奥氏体钢 奥氏体钢 至 Cr25Ni20	Inconel 600	Incoloy 800	铁镍合金 FN-1	铁镍合金 FN-2	B-315	HasTelloy X	钛	铝
-196	—	—	—	—	210	—	—	—	—	—	—	—	—
-150	—	—	—	—	207	—	—	—	—	—	—	—	—
-100	—	—	—	—	205	—	—	—	—	—	—	—	—
-20	194	208	—	191	199	—	199	—	—	—	—	—	—
20	192	206	—	189	195	206	196	201	203	205	202	126	73
100	191	203	—	187	191	202	190	199	201	201	—	—	71.6
150	189	200	—	185	187	199	187	—	—	199	—	—	70
200	186	196	—	182	184	197	184	192	195	194	189	119	66
250	183	190	—	180	181	194	185	—	—	190	—	—	60
300	179	186	—	176	177	191	176	—	—	186	182	107	—
350	173	179	—	173	173	187	172	180	184	183	—	—	—
400	165	170	—	169	169	185	170	—	—	180	175	—	—

续表

温度, °C	碳钢 C <sub>2</sub> ≤ 0.30%	碳钢 C <sub>2</sub> ≥ 0.30%	碳锰钢	中铬钼钢 Cr5Mo-Cr9Mo	奥氏体钢 至 Cr25Ni20	Inconel 600	Incoloy 800	铁镍合金 FN-1	铁镍合金 FN-2	B 315	HasTelloy X	钛	铝
450	150	158	—	165	164	182	167	173	179	176	—	104	—
475	133	151	—	163	162	180	166	—	—	—	—	—	—
500	—	—	—	161	160	179	164	—	—	173	167	98	—
550	—	—	—	156	155	176	161	166	174	170	—	—	—
600	—	—	—	150	151	173	157	—	—	166	160	—	—
650	—	—	—	—	147	169	154	—	—	162	—	—	—
700	—	—	—	—	143	165	150	—	—	158	153	—	—
800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	145	—	—

## 附录 B 管子单位长度伸长量

温度 t (°F)	碳素钢	铬钼钢 低铬钼钢	中铬钼钢 (Cr5Mo-Cr9Mo)	奥氏体不锈钢 (至 Cr19Ni14)	高铬钢 (Cr12-Cr27)	铝	Cr25Ni20	Incoloy 800, 825	Inconel 600, 625
-198(-324.4)	-1.962	-1.844	-1.844	-3.198	-1.687	-3.887	—	—	—
-180(-292)	-1.834	-1.726	-1.726	-2.964	-1.576	-3.630	—	—	—
-160(-236)	-1.683	-1.585	-1.585	-2.698	-1.444	-3.535	—	—	—
-140(-220)	-1.525	-1.438	-1.438	-2.426	-1.309	-3.024	—	—	—
-120(-184)	-1.359	-1.284	-1.284	-2.146	-1.165	-2.698	—	—	—
-100(-148)	-1.189	-1.124	-1.124	-1.859	-1.016	-2.358	—	—	—
-80(-112)	-1.010	-0.952	-0.952	-1.567	-0.867	-2.010	—	—	—

mm/m

续表

温度 ℃ (°F)	碳素钢 碳钼钢 低碳钼钢	中铬钼钢 (Cr5Mo-Cr9Mo)	奥氏体不锈钢 (至Cr19Ni14)	高铬钢 (Cr12~Cr27)	铝	Cr25Ni20	Incoloy 800,825	Inconel 600,625
-60(-76)	-0.823	-0.774	-1.271	-0.710	-1.645			
-40(-40)	-0.629	-0.591	0.963	-0.542	-1.258			
-20(-4)	-0.424	-0.400	-0.646	-0.367	-0.852			
0(32)	-0.215	-0.203	-0.325	-0.186	-0.138			
20(68)	0	0	0	0	0			
40(104)	0.221	0.209	0.330	0.191	0.447			
60(140)	0.448	0.424	0.664	0.387	0.908			
80(176)	0.682	0.646	1.004	0.589	1.384			
100(212)	0.922	0.873	1.347	0.794	1.866	1.267	1.129	1.073
120(248)	1.167	1.101	1.693	1.004	2.360	1.590	1.442	1.339
140(284)	1.417	1.332	2.041	1.217	2.857	1.914	1.767	1.627
160(320)	1.677	1.568	2.393	1.435	3.363	2.239	2.105	1.909
180(356)	1.936	1.808	2.747	1.654	3.877	2.564	2.456	2.195
200(390)	2.203	2.050	3.105	1.879	4.397	2.889	2.819	2.487
220(428)	2.476	2.298	3.464	2.108	4.928	3.211	3.151	2.780
240(464)	2.752	2.552	3.826	2.339	5.463	3.533	3.487	3.073
260(500)	3.034	2.808	4.190	2.575	6.005	3.855	3.825	3.365
280(536)	3.320	3.058	4.560	2.818	6.557	4.177	4.164	3.664
300(572)	3.612	3.335	4.934	3.066	7.118	4.500	4.505	3.964
320(608)	3.912	3.603	5.307	3.318	7.688	4.826	4.846	4.264
340(644)	4.214	3.872	5.683	3.568		5.153	5.190	4.570
360(680)	4.525	4.148	6.062	3.815		5.479	5.537	4.882
380(716)	4.842	4.424	6.440	4.068		5.804	5.889	5.194
400(752)	5.160	4.708	6.836	4.332		6.129	6.243	5.508

纹表

温度 t (°F)	低碳钢 碳钢 低合金钢	中铬钢 (Cr5Mo~Cr9Mo)	奥氏体不锈钢 (至Cr19Ni14)	高铬钢 (Cr12~Cr27)	铝 (+25Ni20)	Incoloy 800, 825	Inconel 600, 625
420(788)	5.488	4.996	7.224	4.592	6.458	6.599	5.826
440(824)	5.821	5.292	7.619	4.851	6.788	6.958	6.157
460(860)	6.151	5.579	8.012	5.126	7.129	7.317	6.499
480(896)	6.486	5.874	8.409	5.396	7.482	7.677	6.835
500(932)	6.811	6.168	8.813	5.669	7.838	8.040	7.180
520(968)	7.140	6.455	9.225	5.935	8.211	8.415	7.522
540(1004)	7.467	6.750	9.636	6.209	8.587	8.793	7.861
560(1040)	7.808	7.058	10.044	6.480	8.953	9.167	8.207
580(1076)	8.148	7.358	10.455	6.754	9.307	9.536	8.548
600(1112)	8.485	7.650	10.858	7.024	9.663	9.906	8.888
620(1148)	8.814	7.959	11.274	7.290	10.056	10.291	9.236
640(1184)	9.126	8.252	11.681	7.558	10.453	10.679	9.576
660(1220)	9.453	8.557	12.090	7.827	10.852	11.077	9.947
680(1256)	9.794	8.857	12.494	8.105	11.252	11.518	10.322
700(1292)	10.125	9.160	12.900	8.378	11.655	11.900	10.706
720(1328)	10.458	9.464	13.307	8.645	12.039	12.337	11.089
740(1364)	10.800	9.753	13.716	8.921	12.399	12.761	11.465
760(1400)	11.137	10.057	14.119	9.191	12.759	13.184	11.848
780(1436)			14.577			13.619	12.224
800(1472)			15.015			14.052	12.602
816(1500.8)			15.403			14.401	12.902
840						14.927	13.353

附录 C 金属材料的高温力学性能

项目	屈服强度 $\sigma_0.2$ , MPa										抗拉强度 $\sigma_b$ , MPa															
	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	700	800	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	700	800
材料牌号	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	700	800	20	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	700	800
温度 $^{\circ}\text{C}$																										
0Cr18Ni9	206	171	155	144	135	127	123	119	114	111	106			520	442	421	406	400	400	400	395	385	364	343		
00Cr19Ni10	177	145	131	122	114	109	104	101	98					480	407	377	363	358	353	348	338					
0Cr18Ni10Ti	206	171	155	144	135	127	123	120	117	114	111			520	458	437	432	426	426	426	426	421	411	385		
0Cr17Ni12Mo2	206	175	161	149	139	131	126	123	121	119	117			520	465	455	450	445	445	445	445	445	435	420	390	
00Cr17Ni14Mo2	177	145	130	120	111	105	100	96	93					480	417	397	387	382	382	382	377	368				
0Cr19Ni13Mo3	206	175	161	149	139	131	126	123	121	119	117			520	465	455	450	445	445	445	445	445	435	420	390	
00Cr19Ni13Mo3	177	175	161	149	139	131	126	123	121					480	417	397	387	382	382	382	377	368				
FN-1	277	272		242	220	214	190					191	190	118	586	541	509			501	470	453	463	292	159	
FN-2	292	281		252	254	247	228					221	193	125	609	580	543			541	525	520	501	319	203	
B315*	$\geq 220$	365		293	256	247	239	201						$\geq 530$	709	592			571	568	558	420				

\* 高温力学性能为工业生产板厚 2mm 钢板的试验值。

## 附录 D 各国耐热钢牌号对照

中国 GB 4237--84	日本 JIS	美国 AISI ASTM	英国 BS970- Part4 BS1449- Part2	德国 DIN 17440 DIN 17224	法国 NFA35—572 NFA35—584	俄国 ГОСТ 5632
0Cr18Ni9	SUS 304	304 S30400	304S15	X5CrNi189	Z6CN18.09	08X18H10
00Cr19Ni10	SUS 304L					
0Cr18Ni10Ti	SUS 321	321 S32100	321S12 321S20	X10CrNiTi189	Z6CNT18.10	08X18H10T
0Cr18Ni11Nb	SUS 347	347 S34700	347S17	X10CrNiNb189	Z6CNNb18.10	08X18H12E
0Cr17Ni12Mo2	SUS 316	316 S31600	316S16	X5CrNiMo 1810.1812	Z6CND17.12	08X17H13M27
00Cr17Ni14Mo2	SUS 316L	316L S31603	316S12	X2CrNiMo 1810.1812	Z2CND17.12	03X17H14M2
0Cr19Ni13Mo3	SUS 317	317 S31700	317S16	X5CrNiMo1713		08X17H15M3T
00Cr19Ni13Mo3	SUS 317L	317L S31703	317S12	X2CrNiMo1816	Z2CND19.15	03X16H15M3
0Cr25Ni20	SUS 310S	310S S31008	310S24	X12CrNi2521	Z12CN25.20	

# 上海永鑫波纹管有限公司

SHANGHAI YONGXIN CORRUGATE PIPE CO., LTD

上海永鑫波纹管有限公司是上海一钢异型钢管股份有限公司（原上海异型钢管股份有限公司）与日本金属软管株式会社合资创建的合资企业，于1992年12月2日成立。上海异型钢管厂六十年代开始就在国内率先开发研制波纹管。合资以后，引进日本先进的技术和管理，1995年获得中国船级社质量认证公司颁发的ISO 9001质量保证体系证书，1998年又扩资新建了厂房和制作口径达5.5米的特大型波纹管的液压成形机，进入国内同行的先进行列，产品远销英国、法国、日本、美国、香港等东南亚地区。

公司产品广泛应用于石油化工、电力、冶金、造船、热网、核电、医药、造纸、铁道机车、汽车、水泥及国防航空航天等行业。本公司曾荣获：冶金科学技术研究成果奖、国家经济委员会颁发的优秀新产品证书、国防科学技术重大成果奖、冶金工业部优质产品证书、全国科学大会科学技术重大成果奖等。

波纹管膨胀类型：轴向型、铰链型、万向型、万能型、压力平衡型（直管型、曲管型、旁通型）、直埋式、外压式、换热器用厚壁波纹管等。

其他：各种形式的金属软管及各种工作温度范畴的非金属柔性膨胀节。

金属波纹管材料范围：

JIS SUS304/304L； JIS SUS316/316L； JIS SUS317； JIS SUS321；  
JIS SUS310S； HASTELLOY； INCOLOY600， 800； CORTEN； GB  
0Cr18Ni9； GB 1Cr18Ni9Ti； GB 0Cr25Ni20； GB L2； GB TA2； GB  
16Mn； GB H62、H80； 聚四氟乙烯；

新型国内材料：FN-2、B315

波纹管结构：U形、Ω形、矩形、单层、双层、多层

**通讯地址：**上海市宝山区锦秋路88号（原陈太路88号）

**联系人：**王辉明 刘俊志

**邮政编码：**200436

**电 话：**021—56510049；56515330；56682346

**传 真：**021—56684012；56515330

**E-mail：**yongxin@sycpe.com

**网 址：**www.sycpe.com

# 南京晨光东螺波纹管有限公司

NANJING CHENGUANG-TORA

EXPANSION JOINT CO., LTD

南京晨光东螺波纹管有限公司，是由中国航天著名企业——南京晨光集团有限责任公司与日本著名波纹管生产企业——东京螺旋管制作所强强联合、合资建立的新型企业。自1969年研制成功国内第一根航天用金属波纹管以来，已发展成为我国波纹管行业中有先进技术和研制能力、有现代化加工设备和管理水平的企业，收入《中华之最荣誉大典》为亚洲规模最大的补偿器专业厂。我公司是全国同行业中唯一同时通过ISO 9001质量认证和取得ASME授权证书的企业，并取得劳动部批准制造第一、二、三类压力容器证书；中国船级社船用产品型式认可证书；国家技术监督局采用国际标准产品证书；中国航天标志产品认可证书。

公司先后被中国质协和南京市有关部门授予“全国用户满意企业”；“中国机械行业印象十佳单位”；“南京市优秀外商投资企业”；“南京市外商投资先进企业和高营业额、高利税企业”；“南京市高新技术企业”，企业信用等级为“AAA”级。

## ◆经营范围

各种口径的各类金属波纹补偿器、矩形波纹补偿器、纤维补偿器、海水专用补偿器、压力容器、液化石油气（LPG）贮罐和专用容器、恒力弹簧支吊架、可变弹簧支吊架和低摩擦系数滑动支架、预制双层不锈钢烟囱等。

## ◆主要产品

### 1. 金属补偿器

序号	补偿器类型	通径(mm)	压力(MPa)	温度(℃)
1	圆形金属补偿器	φ40~φ15000	-0.1~12.0	-196~1350
2	矩形及其它截面金属补偿器	截面尺寸任意	-0.05~0.1	-196~1350
3	厚壁波纹管	φ150~φ2000	-0.1~2.5	-196~1350
4	内衬聚四氟乙烯补偿器	φ100~φ4000	-0.1~2.5	-50~180
5	聚四氟乙烯金属复合补偿器	φ80~φ5000	-0.1~2.5	-50~180
6	海水专用补偿器（SEBF）	φ40~φ15000	-0.1~12.0	-50~150

## 2. 非金属补偿器

序号	补偿器类型	通径(mm)	压力(MPa)	温度(℃)
1	圆形非金属补偿器	φ250~φ8000	0.01~0.03	0~950
2	矩形及其它截面非金属补偿器	截面尺寸任意	-0.01~0.03	0~950

## 3. 管道支吊架

序号	支吊架类型	执行标准
1	恒力弹簧支架	GB 10181
2	可变弹簧支吊架	GB 10182
3	低摩擦系数滑动支架	GB 17116

## 4. 液化石油气 (LPG) 贮罐

序号	贮罐型号	额定容积 (m <sup>3</sup> )	设计压力 (MPa)	设计温度 (℃)	外型尺寸 外径×长度
1	CGDL-300	0.742	1.8	40	φ968×1575
2	CGDW-500	1.239	1.8	40	φ968×1923
3	CGDW-1000-1	2.439	1.8	40	φ1220×2377
4	CGDW-1000-2	2.439	1.8	40	φ1422×2206
5	CGDL-1000	2.439	1.8	40	φ1422×2040

## 5. 预制双层不锈钢烟囱

序号	规格	主要材质
1	DN150~DN1200	内筒: (304)或(316)或(316L) 外筒: (304) 隔温层: 硅酸铝纤维棉

超出上述表格范围的产品, 我们可为您专门设计制造, 请与我们联系。

### ◆联系方法

地 址: 南京市正学路1号 (210006)

电 话: 025—2417167、2411832

传 真: 025—2410038

E-mail: niegr@public1.ptt.js.cn

### ◆负责人

孙鹤 (中方总经理)

# 中国船舶重工集团公司 第七研究院七二五研究所

中国船舶重工集团公司第七研究院七二五研究所（简称为中船重工七二五所）组建于1961年，是从事船舶材料及其制品研究、开发与应用的综合性研究所。

本所占地面积27万平方米，拥有2900台（套）大型设备、仪器。现有在职职工1250余人，专业技术人员700多人，内含高级专业技术人员200余人。建所以来，本所已获得600余项科研成果，其中获国家级奖励的40余项。

本所舰艇用金属波纹管膨胀节产品研制工作始于1969年，从1979年开始产品投放民用市场。现有直接从事膨胀节产品研究、开发、生产和销售的人员190余人，其中高、中级专业技术人员45人。生产车间占地1万平方米，拥有各种设备250余台（套）。

本所主编了国标GB/T 12777“金属波纹管膨胀节通用技术条件”和国军标GJB 1996“管道用金属波纹管膨胀节通用规范。”

1994年我所膨胀节产品取得了中国船级社质量认证公司颁发的GB/T 19001—ISO 9001“质量体系认证证书”，是本行业中最早取得该项证书的单位。

产品业已系列化，现已形成热力工程用“CSRW膨胀节系列”、“ZM膨胀节系列”和“MZ补偿器系列”，炼油工程用“PC膨胀节系列”，冶金与电力工程用“YD膨胀节系列”，水泥工程用“SN膨胀节系列”和换热器用“HR膨胀节系列”等主要膨胀节系列。除上述标准系列产品外，我们还可按要求提供特殊设计膨胀节。

同时，我所在管线与设备的补偿设计、膨胀节选型、管架载荷计算、波纹管选材、膨胀节防腐、膨胀节安装、波纹管破损分析与寿命评估、波纹管性能试验等方面提供咨询和技术服务。

我所生产的膨胀节型式主要有单式轴向型、外压单式轴向型、单式铰链型、单式万向铰链型、复式自由型、复式拉杆型、复式铰链型、复式万向铰链型、弯管压力平衡型、直管压力平衡型等。还可提供矩形轴向型膨胀节。

我所可制造无加强U形、加强U形和 $\Omega$ 形的波纹管元件。圆形膨胀节尺寸规格为DN50—3000mm，矩形膨胀节可为任意尺寸规格。

地 址：洛阳市涧西区西苑路21号

邮 编：471039

电 话：(0379)4929066 或 4929073

传 真：(0379)4929064

网 址：www.shipmatl.com.cn

E-mail：shpmtl@public2.lyptt.ha.cn

# 无锡市波纹管厂

无锡市波纹管厂是不锈钢波形膨胀节专业生产厂。拥有从产品设计、模具设计、产品制造、质量检测、性能测试的雄厚技术力量和生产能力。

本厂为中国石油和石油化工设备工业协会膨胀节分会成员单位，是 GB 12522—90、GB 1153—93、GB 12522—96 不锈钢波形膨胀节标准编制、产品试制单位，由本厂研制和生产的产品均通过了中国船舶工业总公司组织的部级产品鉴定、确认。本厂标准产品具有“设计合理、焊接质量高、抗疲劳性能好、补偿量较大”的特点，产品有较好的经济效益和社会效益。填补了国内造船系统空白，完全可以替代进口产品。

本企业通过了中华人民共和国船舶检验局 (CCS) 型式认可。产品相继通过了美国 ABS、英国 IR、挪威 DNV、德国 GL、日本 NK 和法国 BV 的检查认可。在技术和产品质量上享有盛誉。

1995 年，国家技术监督局组织了第二次全国行业质量抽查。本厂产品又以被检项目全部合格，总分名列前三名的优势得到确认，本企业于 1998 年 7 月荣获 GB/T 19002—1994-ISO 9002—1994 国际质量体系认证。

我厂可提供的主要标准产品如下：

## 1. 化工标准

HGJ 526—90 多层 U 型波纹管膨胀节  $PN0.1 \sim 4.0\text{MPa}$ ， $DN50 \sim 8000\text{mm}$ 。

## 2. 造船系统标准

GB 12522—96 不锈钢波形膨胀节  $PN0.1\text{MPa}$ ， $DN65 \sim 10000\text{mm}$ ；

GBM 1033—81 不锈钢波形膨胀节  $PN0.05\text{MPa}$ ， $DN65 \sim 10000\text{mm}$ ；

GB 1153—93 金属波形膨胀节  $PN0.4 \sim 1.6\text{MPa}$ ， $DN65 \sim 8000\text{mm}$ ；

## 3. GB 3262—86 金属弹簧吊架

GB 3321—88 金属弹性支承

## 4. 各种型式及规格的金属软管。

5. WBF 101—98 旁通轴向压力平衡型膨胀节，该产品具有补偿量大、推力小、安装方便、安全性好等特点。

6. 本厂同时生产非标的大口径、中高压各式波纹管及矩形波纹补偿器，在本产品目录以外的产品，本厂也欢迎用户订购。

本厂在不断开发、研制新的产品，用户如有需求，请及时与本厂联系。

**地 址：**江苏省无锡市清扬路金城路口

**厂 长：**顾培坤

**电 话：**(0510)5752619

**邮 编：**214023

**传 真：**(0510)5738289

**联系人：**王丽琴

# 中国·江苏百新集团有限公司

JIANGSU BAIXIN GROUP CO., LTD. CHINA

江苏百新集团有限公司是国家大型企业，拥有自营进出口权，通过了 GB/T 19002—ISO 9002 质量体系认证。公司先后被冶金部、电力部、中石化、信息产业部、总参后勤部推荐为配供产品的定点生产单位。公司现有职工 1000 多人，工程技术人员 260 人，其中高级职称以上的专业技术人才 14 人，并设有技术开发中心、研究所，是江苏省高新技术企业、星火密集区企业，公司占地面积 20.8 万平方米，拥有固定资产 5200 多万元，1998 年实现产值 1.8 亿元。

公司下属五个分厂（产品制造公司）为集团公司的核心企业，其中有江苏百新波纹管有限公司、江苏百新冷暖设备厂、江苏百新电源有限公司、江苏百新化机股份有限公司。主要产品有：金属软管、波纹补偿器（膨胀节）、化工压力容器、换热器、反应设备、各类储罐、燃油、燃气蒸汽热水锅炉、电站风门、阀控式密封蓄电池、免维护起动机型蓄电池、中央空调、暖通设备、溴化锂吸收式冷（热）水机组、变风量（新风）机组、恒温恒湿空调器机组等，产品销售服务覆盖全国各省市自治区。并先后出口越南、柬埔寨、秘鲁、津巴布韦、巴基斯坦等国，赢得了国内外市场的好评。

公司技术力量雄厚、设备精良、拥有创新、开发能力，十多种产品获得国家专利产品，波纹补偿器连续多年评为江苏名牌产品，在国内首批通过压力管道元件膨胀节制造安全注册。各类金属补偿器圆形通径为  $\phi 40\text{--}\phi 12500\text{mm}$ ，设计压力 0.1 ~ 10.0MPa，设计温度 -196 ~ 1300℃，矩形截面积为任意尺寸，设计压力 -0.05 ~ 1.6MPa，设计温度为 -196 ~ 1300℃，非金属补偿器，内衬聚四氟乙烯圆形通径为  $\phi 20\text{--}\phi 8000\text{mm}$ ，矩形截面积为任意尺寸，设计压力 -0.02 ~ 0.03MPa，设计温度 0 ~ 950℃，并能根据客户要求，进行非标设计，系统设计，管线分析设计。

公司具有完善的检测手段，设有化学分析、光谱分析、卤素检测、超声波探伤、涡流探伤、射线探伤、金相分析、拉力试验、应力分析、疲劳试验、溴化锂吸收式制冷机组中央测试台，并辅以微机自动分析等，有力保证了产品质量。

百新产品买得称心、用得放心、热忱欢迎各新老用户光临惠顾。

地 址：江苏省姜堰市白米镇通扬西路 118 号

邮 编：225505

电 话：0523—8331205、8331266、8331288

传 真：0523—8331090

网 址：www.china.js

E-mail: jybx@pub.tz.jsinfo.net

## 中美合资 弗莱希波·泰格金属波纹管有限公司

弗莱希波·泰格金属波纹管有限公司（中国·沈阳）是由原沈阳弹性元件厂与美国 FMH 公司于 1986 年共同投资组建的中外合资企业，是我国金属波纹管行业第一家中外合资企业，也是辽宁省机械工业第一家中外合资企业，总投资 452 万美元，注册资金 420 万美元。现座落于沈阳经济技术开发区燕塞湖街二号，占地面积 2.15 万平方米，建筑面积 0.7 万平方米。公司共有员工 157 人，其中拥有专业技术人员 47 人，占全厂人数的 30%（高级职称 14 人）。

公司产品设计采用世界先进水平 EJMA 设计软件，主要有四大类产品：

金属波纹膨胀节：DN50～DN7000mm      金属软管：DN8～DN900mm

仪表波纹管：规格 DN8～DN50mm      焊接波纹管：规格 DN8～DN600mm

合资后，美方提供了具有当代世界先进水平的设计技术和制造技术，且提供了 30 余台制造波纹管的专用设备。使公司的设计、装备、生产能力在同行业中达到一流水平。公司的质量方针是：“我们所做的一切都以用户满意为标准，永不休止地追求尽善尽美。”

公司产品通过了铁道部机车行业产品认可，获得了中石化总公司的推荐产品证书、中国船检局船用产品型式认可证书和化工部产品定点证书，公司 98 年通过了中国船级社 ISO 9002 质量体系认证。

多年来，承蒙各界朋友的厚爱和支持，公司不断取得发展，特别是在尖端领域，在我国原子弹、卫星、核潜艇的研制中做出了重大贡献，多次受到中共中央、国务院、中央军委通令嘉奖和全国科学大会奖励。部分产品畅销国外，在国内外享有很高的信誉。公司连续多年被省、市评为高新技术企业、科技先进型企业 and 资信等级 AAA 级企业。

**地 址：**沈阳经济技术开发区燕塞湖 2 号

**邮 编：**110141

**联系人：**刘杰

**Tel：** (024)25810268, 25810275

**Fax：** (024)25810301