

刚性件对弯头应力增大系数和柔性系数的影响

刘 胜 陈紫薇

中国化学赛鼎宁波工程有限公司 浙江 宁波 315000

摘 要: 管道系统依靠弯头弯曲变形吸收热膨胀和其他位移载荷。为了解决弯头的弯曲变形的力学分析, 应力增大系数和柔性系数被引入。基于应力增大系数和柔性系数产生的原理, 利用CAESAR II软件的模拟和计算结果, 分析了刚性件对弯头应力增大系数和柔性系数的影响。

关键词: 弯头; 应力增大系数; 柔性系数; 刚性件

引言

工业管道遍及化工、石油、电力、热能、化肥和冶金等工业生产部门。这些工业管道都涉及到高温高压的管系。管系和所连接的设备受热升温后会发生热膨胀, 若不合理处理, 会引起管系或设备受到破坏。合理的管道走向使得管系的刚度减小, 降低管系和设备的热膨胀造成的影响, 保证管系和设备的结构安全。管系吸收热膨胀的本质是管系中弯头发生“bending flexure”^[1]。《压力管道规范 工业管道》(GB/T 20801.1~6-2020)是《压力管道安全技术监察规程——工业管道》(TSG D0001—2009)的协调标准, 其第3部分为《设计和计算》。第3部分的第7章节叙述了应力分析的方法^[2], 提到了在应力分析中两个重要的概念: 应力增大系数和柔性系数。第3部分的附录G详细地介绍了弯头的应力增大系数和柔性系数计算方法。附录G提到了法兰等刚性较大的管件会对弯头应力增大系数和柔性系数的影响。

本文将简述弯头的应力增大系数和柔性系数产生的原因, 并用软件CAESAR II对实例建模计算, 分析刚性件对弯头应力增大系数和柔性系数的影响。

1 理论分析

管道系统依靠弯头弯曲变形吸收热膨胀和其他位移载荷。在弯矩作用下, 弯头的圆形截面变成椭圆形, 又称椭圆化。图1示意了与平面内弯曲相关的椭圆化。在平面外, 弯曲产生与主轴成一定角度倾斜的斜椭圆形。弯头的椭圆化导致了以下特性:

1.1 柔性的增加。椭圆化是由弯头的最外层纤维结构的松弛引起的。由于最外层纤维结构的变化, 弯头横截面的有效惯性矩 I 减小。有效惯性矩 I 的减少使得弯头的柔性增加, 相当于在非椭圆化理论的弯头上乘以了一

个柔性系数 k 。

$k = 1.65/h$
 h 为柔性特征数^[2]。

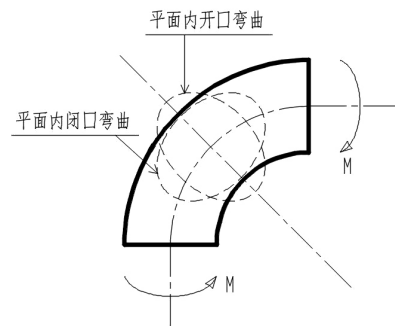


图1 在外力矩作用下弯头的椭圆化

1.2 纵向弯曲应力的增加。由于弯头横截面的有效惯性矩 I 减小, 弯头的最大纵向应力大于基本弯曲理论的最大应力。这两种最大应力的比值为应力增大系数 (stress intensification factor, SIF, i)。

$$i = \frac{S}{M/Z}$$

i 为应力增大系数; S 为弯头的最大纵向应力; M 为弯矩; Z 为截面模量。

1.3 周向壳体弯曲应力的产生。将圆形截面挤压成椭圆形会在圆管周向上产生弯曲。管壁出现较高的周向弯曲应力。

在《设计和计算》的附录G中, 弯头的应力增大系数 i 分为平面外应力增大系数 i_o 和平面内应力增大系数 i_i :

平面外应力增大系数 i_o :

$$i_o = \frac{0.75}{h^{2/3}}$$

平面内应力增大系数 i_i :

$$i_i = \frac{0.9}{h^{2/3}}$$

弯头的应力增大系数 i 和柔性系数 k 被引入的原因是受到弯矩的弯头的圆形截面椭圆化, 弯头横截面的有效惯

作者简介: 刘胜, 1989年8月, 男, 湖北钟祥, 中国化学赛鼎宁波工程有限公司, 工程师, 工艺管道和管道机械。

性矩 I 减小。当弯头的圆形截面椭圆化现象被抑制时，弯头的应力增大系数 i 和柔性系数 k 会发生相应的改变。

在管道设计时，与弯头直接的焊接法兰和焊接支腿均为刚度比较大的刚性件，这些刚性件会抑制弯头的圆形截面椭圆化，使得弯头的应力增大系数 i 和柔性系数 k 发生的变化。下面用实例研究和分析变化的趋势和原因。

2 案例分析

2.1 法兰和支腿对弯头的应力增大系数 i 和柔性系数 k 的影响

在化工管道设计过程中，弯头选用标准弯头^[3]。本案例弯头规格：90EL $\Phi 219 \times 4$ GB/T12459-II系列SF304（GB/T14976）。直管规格：无缝钢管 $\Phi 219 \times 4$ GB/T14976 S30408。法兰规格：法兰WN DN200接管壁厚-4，PN25-RF HG/T20592（B）-2009 S30408（NB/T47010）锻制。支腿规格：无缝钢管 $\Phi 159 \times 4$ GB/T14976 S30408。采用CAESAR II软件计算分析。计算结果如表1：

表1 应力增大系数 i 和柔性系数 k 的对比表

	直管	一端法兰	两端法兰	支腿
柔性系数 k	15.640	10.751	7.390	11.92 ^[4]
平面内应力增大系数 i_i	4.031	2.771	1.905	15.493
平面外应力增大系数 i_o	3.359	2.309	1.587	15.493
应力增大系数 $i_{支腿}$	/	/	/	6.163

从表1中对比得出，弯头端部焊接法兰和弯头上焊接支腿，弯头的应力增大系数 i 和柔性系数 k 均发生变化。

对比弯头端部焊接直管、一端法兰和两端法兰的计算结果，随着法兰数量的增加，应力增大系数 i 和柔性系数 k 均逐渐减小。结合前文的分析，当弯头端部焊接法兰，弯头受到弯矩作用时，弯头的圆形截面椭圆化现象被抑制，弯头横截面的有效惯性矩 I 减小趋势被阻碍，于是呈现上述对比结果。

对比弯头未焊接支腿，焊接支腿使弯头的柔性系数 k 减小。但使得弯头的应力增大系数 i 增加非常明显，最大增率接近360%。为了评定焊接支腿的应力状况，焊接支腿侧也引入了应力增大系数 $i_{支腿}$ ，这些数据均需要手动输入到分析软件中。焊接支腿对弯头的椭圆化影响比较复杂，影响机理主要是连接焊缝会严重抑制弯头的圆形截面椭圆化现象，以及局部产生应力集中现象。

2.2 带焊接法兰的弯头对设备管口反作用力的影响

计算模型参数设置，直管规格为：BE DN200 Sch20 A106 GR.B（ASME B36.10M），弯头规格为：90EL BW DN200 Sch20 A234 GR.WPB（ASME B16.9），法兰规格为：WN DN200 Sch20 Cl150-RF A105N（ASME B16.5），三通规格为：TS DN200 Sch20 A234 GR.WPB

（ASME B16.9）。腐蚀裕量：1.5mm，保温厚度：70mm，保温密度：150kg/m³。计算温度：164℃，计算压力：50kPaG，介质密度：810kg/m³。管系模型如图2所示，1#和2#弯头为研究对象，节点280为离心泵入口。改变1#和2#弯头的“类型”设置，对比节点280约束反力的结果，分析带焊接法兰的弯头对设备管口反作用力的影响。

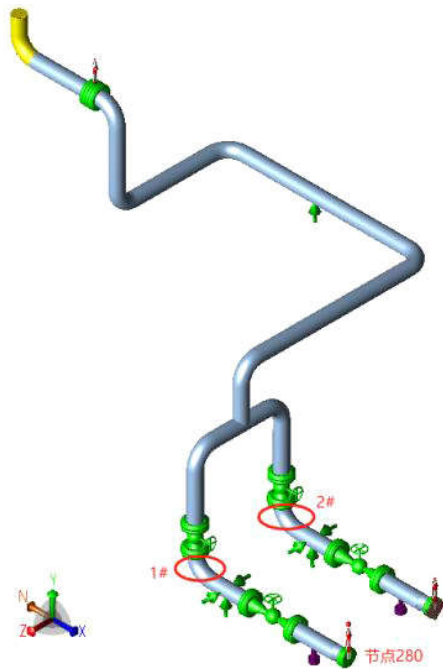


图2 管系模型

案例1，1#和2#弯头在“类型”设置为“空白”，如图3，即弯头两端为焊接直管。



图3 在案例1中，1#和2#弯头的“类型”设置

案例2，1#和2#弯头在“类型”设置为“1-单法兰”，如图4，即弯头一端为焊接法兰，一端为焊接直管。



图4 在案例2中，1#和2#弯头的“类型”设置

运行案例1和案例2，节点280的反力和力矩对比如表2所示。

表2 节点280的反力和力矩对比

	Fx/N	Fy/N	Fz/N	Mx/N·m	My/N·m	Mz/N·m
案例1	2958	-1079	562	621	263	686
案例2	3141	-1210	630	608	296	752
增率(%)	6.19	12.14	12.10	-2.09	12.55	9.62

对比表2中的计算结果,案例2中节点280的反力和力矩均比案例1中有所增加,其中反力的最大增率为12.14%,反力矩的最大增率为12.55%。结合前文的分析,当弯头端部焊接法兰,柔性系数 k 减小,管系的刚度增加,吸收相同热膨胀量的情况下,管系对设备管口的反作用力和力矩会增加。本案例中,节点280为离心泵入口,离心泵管口的许用力和力矩有严格的限值。若在管系应力分析过程中,忽略了焊接法兰对弯头柔性系数 k 的影响,很容易出现管系对设备管口的反作用力和力矩超出许用值的现象,使得设备在高风险的状况下运行。

3 结论

在弯头弯曲变形后,弯头会出现椭圆化现象,为了解决弯头的弯曲变形的力学分析,引入了应力增大系数 i 和柔性系数 k 。

对比焊接直管的弯头,焊接法兰和焊接支腿抑制了弯头的圆形截面椭圆化现象,阻碍了弯头横截面的有效惯性矩 I 减小趋势,使得弯头的应力增大系数 i 和柔性系数 k 均减小。

对比焊接直管的弯头,焊接支腿使得弯头的应力增大系数 i 剧增。而且,焊接支腿侧的应力状况需要被评定。焊接支腿也抑制了弯头的圆形截面椭圆化现象,使得弯头的柔性系数 k 减小。

在管系应力分析过程中,需要考虑焊接法兰和焊接支腿对弯头柔性系数 k 的影响,避免出现管系对设备管口的反作用力和力矩超出许用值的现象,保证设备在低风险的状况下运行。

参考文献

- [1] Liang-Chuan Peng Tsen-Loong, Pipe Stress Engineering[M], ASME Press
- [2] 压力管道规范 工业管道(GB/T 20801.3-2020)国家市场监督管理总局、中国国家标准化管理委员会2020:80-83
- [3] 钢制对焊管件类型与参数(GB/T 12459-2017)国家市场监督管理总局、中国国家标准化管理委员会2017:2-4
- [4] G. D. Lewis, Y. J. Chao, Flexibility of Trunnion Piping Elbows[J], ASME. J. Pressure Vessel Technol. May 1990; 112(2):184-187