管道力学分析中阀门刚度计算分析研究

龙波,党俊杰,王艳苹

(中国核电工程有限公司,北京 100840)

摘要:目的 得到理想的阀门外径和壁厚数据。方法 通过振动力学,推导出频率与阀门刚度的关系,并采用 Matlab 软件求解方程组,得到阀体和阀杆各自刚度,进一步分析得到管道计算中所需要的外径和壁厚。 结果 经过工程实例验证,对于柔性阀门,理论计算与 SYSPIPE 管道应力分析软件得到的结果误差较小。结 论 将管道中的柔性阀门的振动简化为两自由度 k-m 振动模型是合理的,理论计算结果较为理想,可应用于 工程分析中。

关键词:管道;应力分析;阀门频率 DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2019.02.005 中图分类号:TG147 文献标识码:A 文章编号:1672-9242(2019)02-0022-05

Calculation and Analysis of Valve Stiffness in Pipeline Mechanics Analysis

LONG Bo, DANG Jun-jie, WANG Yan-ping (China Nuclear Power Engineering Co., Ltd, Beijing 100840, China)

ABSTRACT: Objective To get the ideal outer diameter and wall thickness of valve. **Methods** This paper derived the relationship between frequency and valve stiffness through vibration mechanics, and used Matlab software to solve the equations to obtain the stiffness of the valve body and valve stem. Further analysis was carried out to obtain outer diameter and wall thickness in the pipeline calculation. **Results** After verification of engineering examples, the results obtained by the theoretical calculation of the flexible valve and the SYSPIPE pipeline stress analysis software had a small error. **Conclusion** It is reasonable to simplify the vibration of the flexible valve in the pipeline to a two-degree-of-freedom *k-m* vibration model, and the theoretical calculation result is ideal and can be applied to engineering analysis.

KEY WORDS: pipeline; mechanical analysis; valve frequency

在核电站系统中,阀门是核电站安全可靠运行 不可缺少的重要零件。根据国际原子能组织对核安 全事故的统计,由于阀门失效引起的核安全事故在 所有事故中占较大比例,所以必须重视核阀的安全 可靠性。由于阀门需要满足一定的抗震需要,要求 阀门整体结构的一阶固有频率应大于 33 Hz,但由于 供货商阀门设计或执行机构选型等原因,部分阀门 可能无法满足这一要求,造成在后续管道应力分析 中,阀门单元等效假设存在不确定性。影响阀门频 率最主要的因素是阀门刚度,通常情况下,可以设 定计算中阀门的外径和壁厚来模拟实际阀门的刚 度,使得其频率与阀门厂家提供的频率一致,以保 证管道应力分析结果的准确性。由于缺乏经验以及 其他更有效的方法,需要力学计算人员耗费大量时 间去试算,往往得不到理想结果。文中通过理论推 导设计一种计算程序进行阀门的刚度计算,根据其 他计算或实验得到的阀门频率,反推出管道计算中 所需要的阀门刚度。

收稿日期: 2018-11-22; 修订日期: 2018-12-04

作者简介:龙波(1989—),男,河北人,硕士研究生,主要研究方向为反应堆结构力学。

• 23 •

1 理论分析

1.1 模型简化

实验或者数值模拟中,一般是通过将阀门两端固 定约束进行模态分析,从而得到阀门的固有频率。在 管道计算中,通常将阀门模拟成带有集中质量块的 T 型梁结构,这就可以简化成一个二自由度集中质量梁 结构。如图 1 所示,阀体为两端固定梁,阀杆锚定在 阀体上,根据振动力学集中质量法,此模型可以认为 是两自由度的振动模型,其中 *m*₁和 *m*₂为理论模型的 质量分配。根据振动力学理论,无外力的两自由度频 率方程可以得到:

$$\Delta(\omega^2) = m_1 m_2 \omega^4 - (m_1 k_{22} + m_2 k_{11}) \omega^2 + k_{11} k_{22} - k_{12}^2 = 0$$



图 1 阀门频率计算模型

式中: *k*₁₁、*k*₂₂、*k*₂₁、*k*₁₂为二自由度杆件结构的 刚度矩阵分量; *m*₁和 *m*₂为两个质量块质量。

一般情况下,相比较另外两个方向,Y向频率会 很大,因此本文仅研究X向(阀门横向)和Z向(阀 门侧向)上的阀门固有频率。下面分别对这两个方向 上的振动情况进行分析,所涉及的计算参数见表1。

表1 计算参数

	弹性模量	剪切模量	长度	截面惯性矩
阀体	E_1	G_1	L_1	I_1
阀杆	E_2	G_2	L_2	I_2

1.2 阀门横向振动分析

阀门横向振动时,结构的自由度为重心位置的*X* 向位移和阀体重心位置的转角θ,根据柔度矩阵定义, 分别在两个质量点上施加对应的单位广义力 *F*=1 和 *M*=1,即可计算得到此模型的柔度矩阵。

1) *M*=1, *F*=0 时,根据结构力学两端固定梁的 挠度方程,得到:

$$r_{11} = \tan\theta_1 = \frac{\delta_{\max}}{a} = \frac{\frac{ML_1^2}{552E_1I_1}}{\frac{1}{3}L_1} = \frac{L_1}{184E_1I_1}$$
$$r_{21} = x_1 = L_2\sin\theta_1 = L_2\theta_1 = \frac{L_2L_1}{184E_1I_1}$$

2) *M*=0, *F*=1 时,位置 1 处位移相当于 *M*=*L*₂ 时作用在位置 1 时产生的位移,因此:

$$r_{12} = \theta' = \frac{ML_1}{184E_1L_1} = \frac{L_2L_1}{184E_1L_1} = r_{21}$$

由柔度矩阵的对称性质也可以得到这一结果。

x2产生的位移可以分解为两部分,一部分是横梁 为刚性,此时竖梁为悬臂梁。根据材料力学公式单位 载荷产生的位移为:

$$x_2' = \frac{L_2^3}{3E_2I_2}$$

另一部分位移为 F=1 时产生的弯矩引起连接点转动,从而产生位移,此部分位移由前面的分析可以得到:

$$x_2'' = \frac{L_2^2 L_1}{184 E_1 I_1}$$

因此: $r_{22} = x_2 = x'_2 + x''_2 = \frac{L_2^3}{3E_2I_2} + \frac{L_2^2L_1}{184E_1I_1}$ 柔度矩阵:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} \\ r_{21} & r_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{L_1}{184E_1I_1} & \frac{L_2L_1}{184E_1I_1} \\ \frac{L_2L_1}{184E_1I_1} & \frac{L_2^3}{3E_2I_2} + \frac{L_2^2L_1}{184E_1I_1} \end{bmatrix}$$





 $F_1=0$

图 3 阀门侧向方向计算模型

 $F_1 = 1$

求柔度矩阵的逆矩阵得到:

$$\mathbf{K} = \mathbf{R}^{-1} = \mathcal{Q}\begin{bmatrix} \left(\frac{184}{3}\frac{\alpha}{\beta} + 1\right)L_2^2 & -L_2\\ -L_2 & 1 \end{bmatrix}$$
$$\vec{x} \div : \mathcal{Q} = \frac{3\beta E_1 I_1}{L_2^2 L_1 \alpha}, \quad \alpha = \frac{E_1 I_1}{E_2 I_2}, \quad \beta = \frac{L_1}{L_2}$$

1.3 阀门侧向振动分析

阀门侧向振动时, 控制结构的自由度为重心位置的 *Y*₁向位移和阀体中心位置的 *Y*₂向位移。根据柔度矩阵定义, 分别在两个质量点上施加对应的单位广义力 *F*₁=1 和 *F*₂=1, 计算此模型的柔度矩阵。

1) *F*₁=1, *F*₂=0 时,位置1和位置2有相同的位移,因此:

$$r_{11} = r_{21} = \frac{L_1^3}{192E_1I_1}$$

2) *F*₁=0, *F*₂=1 时,位置1处位移通过力的等效, *F*₂作用于位置1处,同时*M*=*L*₂的弯矩作用,因此:

$$r_{12} = \frac{L_1^3}{192E_1I_1} = r_{21}$$

由柔度矩阵的对称性质也可以得到这一结果。

y2产生的位移同样可以分解为两部分,一部分是 横梁为刚性,此时竖梁为悬臂梁,根据材料力学公式, 单位载荷产生的位移为:

$$y_2' = \frac{L_2^3}{3E_2I_2}$$

另一部分位移为*F*₂=1时产生的弯矩引起连接点转动,从而产生位移。根据材料力学梁扭转公式可以得到:

$$y_{2}^{\prime\prime} = \frac{L_{2}^{2}L_{1}}{4G_{1}I_{p1}}$$

$$\exists \mathfrak{W}: r_{22} = y_{2} = y_{2}^{\prime} + y_{2}^{\prime\prime} = \frac{L_{2}^{3}}{3E_{2}I_{2}} + \frac{L_{2}^{2}L_{1}}{4G_{1}I_{p1}}$$

$$\mathring{\mathbb{R}} \mathfrak{E} \mathfrak{E} \mathfrak{E} \mathfrak{E} :$$

$$\boldsymbol{R} = \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} \\ r_{21} & r_{22} \end{bmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{L_1^2}{192E_1I_1} & \frac{L_1^2}{192E_1I_1} \\ \frac{L_1^3}{192E_1I_1} & \frac{L_2^3}{3E_2I_2} + \frac{L_2^2L_1}{4G_1I_{p1}} \end{vmatrix}$$

由于圆截面的惯性矩和极惯性矩是两倍关系,带 入简化并求逆,得到对应的刚度矩阵为:

$$K = R^{-1} = Q^* \left[\frac{192}{\beta^2} \left(\frac{1}{3} \frac{\alpha}{\beta} + \frac{1}{8} \frac{E_1}{G_1} \right) -1 \right]$$

$$\exists t = Q^* = Q \frac{192(\alpha / \beta)}{576 \left(\frac{1}{3} \frac{\alpha}{\beta} + \frac{1}{8} \frac{E_1}{G_1} \right) - \beta^2};$$

$$\alpha = \frac{E_1 I_1}{E_2 I_2}; \quad \beta = \frac{L_1}{L_2}$$

将计算得到的两个刚度矩阵带入前面的频率方 程,已知两个方向的固有频率,可以得到 *Q*、α为未 知量的二元方程,进一步即可计算得到阀体和阀杆的 惯性矩 *I*₁和 *I*₂。

1.4 管道截面参数计算

仅根据前面计算得到的截面惯性矩,仍无法得到 阀体和阀杆的等效外径和壁厚,因此需要对结果进行 进一步分析。根据阀门实际尺寸,在管道计算中的阀 体外径和壁厚显然不能比管道外径和壁厚大太多,且 不能小于管道外径,因此对未知数有了限制。一般情 况下,可以限定阀体的外径和壁厚不大于所在管道外 径的2倍, D-t 曲线和限制区间直线如图4所示。这 样就可以根据需要选择其中一个参数从而计算得到 另外一个参数。



根据 D-t 函数曲线可以看出, 有一段斜率近似为 无穷大的区间。这段曲线的意义为当外径 D 取 0.2 m 左右时, t 可以取较大范围(0.04,0.09)之间的数值。因 此,可以考虑在计算中选取这段区间的数值。对 D-t 函数曲线求导,并带入 D'=0,得到 4(D-2t)³·2t'=0。根 据图 4 可以看出, $t' \neq 0$, 因此 D - 2t = 0, 这样就可以 确定唯一一组阀门参数 D_1 、 t_1 、 D_2 、 t_2 。

结果分析及验证 2

工程实例中,选取阀体长度为260mm,阀杆 长度为 535 mm (重心距阀门中心位置),阀门总 质量为 291 kg。材料为 TU48C, 316 ℃下对应的 杨氏模量 $E_1=E_2=183$ GPa, 厂家提供的两个方向的 固有频率 f1 和 f2 分别为 37.6 Hz 和 27.8 Hz, 圆频 率 $w=2\pi f$ 。利用 SYSPIPE 测试计算得到的结果见 表 2, 其中频率为 SYSPIPE 计算得到模拟的阀门 频率。

表 2 SYSPIPE 计算参数

频率/Hz		阀体参	*数/m	阀杆参数/m		
轴向	侧向	外径	壁厚	外径	壁厚	
37.695	27.822	0.0770	0.023	0.1160	0.040	

设计一系列虚拟阀门参数,通过 SYSPIPE 求 解得到对应惯性矩下的频率,然后将计算得到的 频率方程带入公式推导编写的 Matlab 程序中,从 而计算得到惯性矩,见表3。这里仅给出初步计算 得到惯性矩结果,对于计算所需要的具体数值, 可以根据第1节所给出的方法,由设计人员自行 确定。

由表3可以看出,除了第一组数据外,理论计 算出的结果与 Syspipe 模拟结果误差较小,可以应 用于工程实际。第一组数据的阀门频率已经达到了 33 Hz 以上的刚性频率, 在超过这一刚性频率下, 可以认为阀门已经为刚性,此时进一步提高固有频 率(增大刚度)并不会对管道计算产生明显影响。 出现这一偏差可能的原因是由于在刚性范围内,阀 体或者阀杆不能假设为梁结构,材料力学挠度公式 失效,对于刚性阀门频率的计算需要采用其他假设 模型。

根据表 3 的 Matlab 计算结果和外径壁厚的选取 方法, 计算得到工程实际采用的外径和壁厚, 并将数 据带入 syspipe 重新计算阀门频率,计算得到的外径 壁厚和重新计算的阀门频率见表 4。可以看出, 与原 始计算的数据基本一致,证明理论推导正确可以用于 工程实际。

表 3 计算结果对比

Syspipe		Matlab		误差		f/H_{7}	f /Hz	I /m	线密度/	I /m	集中质
$I_1(/(\times 10^{-6})$	$I_2/(\times 10^{-6})$	$I_1/(\times 10^{-6})$	$I_2/(\times 10^{-6})$	I_1	I_2	<i>J</i> ₁ / m z	J ₂ /112	L_1/Π	$(kg \cdot m^{-1})$	<i>L</i> ₂ /III	量/kg
1.68	8.81	1.643	8.689	0.02	0.01	37.695	27.822	0.260	7.458	0.535	291
1.68	8.81	1.625	9.026	0.03	0.02	30.393	22.894	0.260	7.458	0.635	291
1.68	8.81	1.608	9.254	0.04	0.05	25.204	19.327	0.260	7.458	0.735	291
1.68	16.31	1.693	15.133	0.01	0.07	29.673	21.134	0.260	7.458	0.735	291
1.68	21.34	1.784	19.342	0.04	0.05	45.403	30.525	0.260	7.458	0.535	291
1.68	21.34	1.725	18.120	0.03	0.06	31.412	21.736	0.260	7.458	0.735	291
0.24	4.90	0.234	5.609	0.02	0.02	14.433	8.544	0.260	7.458	0.735	291
8.88	8.88	7.492	9.701	0.16	0.09	81.204	68.056	0.305	4.854	0.365	291

表 4 Matlab 模拟计算参数

频率/Hz		阀体参	診数/m	阀杆参数/m		
轴向	侧向	外径	壁厚	外径	壁厚	
37.903	27.591	0.0761	0.038	0.1153	0.057	

3 结论

1)将阀门结构简化为带集中质量的梁结构,并 进一步简化为两自由度 *k-m* 振动模型是合理的。

2)对于柔性阀门,文中采用的计算方法可以快 速确定管道计算所需要的阀门参数,提高了工程设计 人员的工作效率。

3)当阀门频率较高时,梁结构简化并不合理, 需要进行其他假设计算,而当阀门频率超过刚性频率 时,阀门刚度进一步提高并不会对管道计算造成明显 影响,因此只需要对柔性阀门进行分析,文中设计的 计算程序完全可以满足工程应用。

参考文献:

- 陈志勇,周斌,张嵘,等.两端固定音叉的力_频率关系及其非线性[J].中国惯性技术学报,2008,16(3): 355-358.
- [2] 徐扬生,陈仲仪.特征值反问题与振动物理参数识别[J]. 应用力学学报,1985,2(3):83-93.
- [3] 王伟. 振动力学与工程应用[M]. 郑州: 郑州大学出版 社, 2008.
- [4] 单辉祖. 材料力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.
- [5] 唐元华, 黄光远. 梁横振动方程反问题的梯度方法[J]. 中国科学技术大学学报, 1988, 18(4): 450-458.
- [6] 翁智远. 结构振动理论[M]. 上海: 同济大学出版社, 1988.
- [7] 铁摩辛柯 S, 杨 D H. 工程中的振动问题[M]. 北京: 人民铁道出版社, 1978.
- [8] 文涛, 胡青春. 基于 MATLAB 语言的多自由度振动系统的固有频率及主振型计算分析[J]. 中国制造业信息化, 2007, 36(1): 78-81.
- [9] 苏铁坚, 罗奕, 李娜. 十字交叉梁结构的动力分析 [J]. 吉林建筑工程学院学报, 2004, 21(1): 23-26.
- [10] 鲍文博, 白泉, 陆海燕. 振动力学基础与 MATLAB 应 用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2015.