

(2) 除了在法兰根部的个别点外, 其余各部位的计算应力与实测应力误差在(15~20%)以内, 对大部分点来说, 实测值低于计算值, 这与实际壁厚高于设计壁厚的事实是相符合的, 连接法兰根部129号节点的应力实测值为 109.9 MPa, 高于有限元计算值(70.4MPa)。产生误差的原因除了有可能是实验本身误差之外, 估计是测试时为防止渗漏, 螺栓拧得过紧而造成局部过载, 此应力虽较大, 但仍远小于许用值。

(3) 综合比较实测值和计算值后, 可以认为有限元计算结果符合实际受力状况, 所取力学模型合理, 计算精度较高。

(4) 阀体的实测应力均在阀体材料的弹性范围内, 且都能满足要求, 从总体来说, 应力水平较低, 故有较大的安全裕度。

## 5 结 论

(1) 有限元分析采用的三维弹性程序是先进合理的, 分析时所用的力学模型、结构离散和边界约束处理是合适的, 计算精度较高,

计算应力与实测应力基本相符, 能够为阀门设计提供可靠的依据。

(2) 自动切换阀阀体的设计壁厚能够满足强度和刚度的要求, 且有较大的安全裕度, 能够确保阀门在使用时的安全可靠。

(3) 由于阀体的应力水平较低, 根据应力分布状况, 并从结构化的角度来考虑, 在保证铸造工艺和腐蚀裕度的前提下, 阀体壁厚除闸板导槽及阀座附近的壳体之外, 尚可适当减薄。

## 参 考 文 献

- 1 孔令哲. 阀门设计中对阀体的要求. 阀门, 1984;(4)
- 2 严冰怡. 关于铸钢阀阀体壁厚及阀杆直径的标准. 阀门, 1982;(1)
- 3 PAFEC说明书, 1988
- 4 西北地区阀门科技情报所. 驱动阀门和自动阀门(结构、原理、设计与计算). 1986
- 5 余国宗. 化工容器及设计. 化学工业出版社, 1980

# 气阀弹性元件或弹性部分等效质量的求取

西安交通大学 潘树林 林霖

**摘 要** 详细介绍了气阀弹性元件或弹性部分等效质量及等效质量系数的概念及它们的计算方法, 较精确地求得了几种常见气阀弹性元件或弹性部分的等效质量系数, 为气阀设计提供了依据。

**关键词** 气阀 弹性元件 等效质量 形状函数

## 1 引 言

设计气阀(如环状阀、网状阀、舌簧阀、条状阀等)时, 预知阀片的运动规律是必要的。分析阀片运动规律的数学模型有几种, 但一般工程设计人员常采用单质点数学模型。单质点数学模型易于掌握、计算工作量小, 能基本上反映阀片的动态响应特性<sup>[1]</sup>。采用单质

点数学模型需要涉及弹性元件或弹性部分等效质量的求取, 尤其振动系统中, 弹性元件或弹性部分占系统总质量较大比例时, 等效质量的精确计算显得尤为重要。过去, 工程设计人员往往通过参考有关文献选取等效质量系数, 而不同的参考文献推荐选取的等效质量系数有较大差别<sup>[2]</sup>, 且不能解决形状较复杂的弹性元件或弹性部分等效质量的求取问题。本文介绍了

等效质量系数求取的一般方法——瑞利 (Rayleigh) 法, 并较精确地求得几种常见气阀弹性元件或弹性部分的等效质量系数。

## 2 等效质量及等效质量系数的计算

阀片运动时, 弹性元件或弹性部分随闭合元件或闭合部分运动。从能量的观点来讲, 弹性元件或弹性部分本身具有动能; 从力的观点来看, 弹性元件或弹性部分随闭合元件或闭合部分做变速运动, 那么弹性元件或弹性部分的惯性力必然影响闭合元件或闭合部分的运动。由于弹性元件或弹性部分的存在, 从而使振动系统振动质量增加, 固有频率变小。弹性元件或弹性部分的质量是分布质量, 在单质点数学模型中, 我们把弹性元件或弹性部分的分布质量等效成一集中质量  $m_e$ , 计入系统总振动质量来分析阀片的动态响应特性, 集中质量  $m_e$  就是弹性元件或弹性部分的等效质量。本文为了等效质量的计算方便, 引入等效质量系数这一概念, 等效质量系数就是弹性元件或弹性部分等效质量与其本身质量的比值。

为了在动能计算中计入弹性元件或弹性部分的分布质量的动能, 首先对其在振动过程中的形状作出假设, 称之为形状函数, 利用动能计算将分布质量等效为集中质量, 加在原来的惯性元件的集中质量上, 作为单自由度系统处理, 从而能较精确地分析振动系统的运动特性, 这种方法称为瑞利法。

以弹簧质量系统为例 (如图 1) 来说明瑞

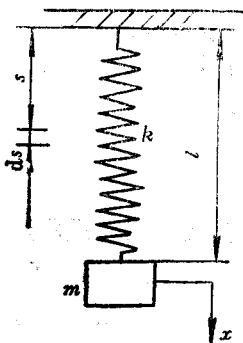


图 1

利法, 弹簧静平衡时长  $l$ , 振动中质量  $m$  的位移为  $x(t)$ , 弹簧距固定端  $S$  处的位移与时间  $t$ 、 $S$  有关, 即应写为  $\eta(S, t)$ , 假定弹簧在振动时形状是仅与  $S$  有关而与  $t$  无关的函数  $f(S)$ , 则  $\eta(S, t)$  可表示为:

$$\eta(S, t) = x(t)f(S)$$

式中  $f(S)$  即为形状函数, 它的定义是质量  $m$  有单位位移时, 弹簧各点相应的位移。弹簧的动能  $T_k$  为:

$$\begin{aligned} T_k &= \int_0^l \frac{1}{2} \rho \left[ \frac{\partial}{\partial t} \eta(S, t) \right]^2 dS \\ &= \frac{1}{2} \dot{X}^2 \int_0^l \rho f^2(S) dS \end{aligned}$$

因此其等效质量为:

$$m_e = \int_0^l \rho f^2(S) dS$$

等效质量系数为:

$$C_{m_e} = \frac{m_e}{m_k} = \frac{\int_0^l \rho f^2(S) dS}{m_k} \quad (1)$$

其中  $\rho$  为弹簧的线密度,  $m_k$  为弹簧质量。

## 3 常见气阀弹性元件或弹性部分等效质量系数

下面利用瑞利法求取几种常见气阀弹性元件或弹性部分的等效质量系数。

### 3.1 弹簧等效质量系数

往复式压缩机环状阀和网状阀中常采用圆柱形螺旋弹簧作为弹性元件, 弹簧各点振动时位移  $\eta(S, t)$  应满足:

$$\eta(0, t) = 0, \quad \eta(l, t) = X(t)$$

即形状函数  $f(S)$  应满足:

$$f(0) = 0, \quad f(l) = 1$$

因此可设弹簧的静变形曲线为:

$$f(S) = S/l$$

由式 (1) 可得其等效质量系数:

$$C_{m_e} = \frac{\int_0^l \rho f^2(S) dS}{\rho l} = \frac{\int_0^l (S/l)^2 dl}{l} = \frac{1}{3}$$

(2)

由式(2)求得的等效质量系数很精确,即使当弹簧的质量是惯性元件质量的一半时,所求得的振动系统的固有频率与真实值的相对误差也只约为0.5%<sup>[3]</sup>。

### 3.2 等宽度条状舌簧阀片等效质量系数

等宽度条状舌簧阀片可简化为  $a$  处受集中载荷的梁,如图2。

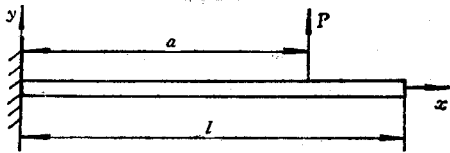


图 2

查得有关材料力学手册,可知:

$$y(x, t) = \frac{P(t)x^2}{6EI}(3a - x) \quad (0 \leq x \leq a)$$

$$y(x, t) = \frac{P(t)a^2}{6EI}(3x - a) \quad (a \leq x \leq l)$$

$x = a$  处的位移

$$y(a, t) = \frac{P(t)a^3}{3EI}$$

因此可得阀片的形状函数:

$$f(x) = \begin{cases} \frac{x^2(3a - x)}{2a^3} & (0 \leq x \leq a) \\ \frac{3x - a}{2a} & (a \leq x \leq l) \end{cases}$$

阀片的等效质量系数为:

$$C_{ms} = \frac{\int_0^l P f^2(x) dx}{\rho l} = \frac{\int_0^a f^2(x) dx + \int_a^l f^2(x) dx}{l}$$

$$= \frac{3}{4} \left(\frac{l}{a}\right)^2 - \frac{3}{4} \left(\frac{l}{a}\right) + \frac{1}{4} - \frac{2}{140} \left(\frac{a}{l}\right)$$

当  $a = l$  时,即舌簧阀片受端部集中载荷时,阀片等效质量系数:

$$C_{ms} \approx 33/140 \approx 0.236$$

用以上方法求得阀片振动的固有频率与用更精确的连续体振动理论求得的阀片振动一阶固有频率相对误差只有1.5%。

3.3 条状阀矩形条状阀片等效质量系数  
条状阀片简化为受均布载荷  $q(t)$  的简支梁,如图3。

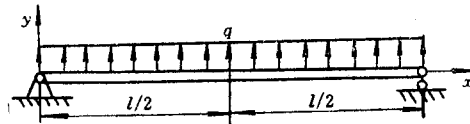


图 3

查得有关材料力学手册,可知

$$y(x, t) = \frac{q(t)x}{24EI}(l^3 - 2lx^2 + x^3)$$

最大位移在  $x = l/2$  处

$$y\left(\frac{l}{2}, t\right) = \frac{5q(t)l^4}{384EI}$$

因此可得阀片的形状函数

$$f(x) = \frac{16x}{5l^4}(l^3 - 2lx^2 + x^3)$$

故阀片在  $x = l/2$  处的等效质量系数为

$$C_{ms} = \frac{\int_0^l \rho f^2(x) dx}{\rho l}$$

$$= \int_0^l \frac{256x^2}{25l^8} (l^3 - 2lx^2 + x^3)^2 dx$$

$$= 0.504$$

由于  $q(t)$  为分布力,因此采用单质点数学模型分析阀片的运动规律时,  $q(t)$  也需等效为一集中力  $F_0$ 。

$$F_0 = \frac{\int_0^l q(t)y(x, t) dx}{y(l/2, t)} = 0.64q(t)l$$

用瑞利法求得阀片振动的固有频率与用连续体振动理论求得的阀片振动一阶固有频率相对误差只有0.07%。

### 3.4 复杂形状弹性元件或弹性部分等效质量系数

由式(1)可看出,采用瑞利求取弹性元件或弹性部分等效质量系数,其关键是形状函数  $f(S)$  的求取。形状函数是弹性元件或弹性部分振动时间的形状,一般很难求取,根据经验,往往采用静变形曲线作为振动形状,所得

结果误差很小<sup>[3]</sup>, 例如本文求弹簧、等宽度条状舌簧阀片及条状阀矩形条状阀片的等效质量系数时, 以静变形曲线作为振动形状, 所得结果相当精确。

复杂形状弹性元件或弹性部分其形状函数解析式往往很复杂, 如无摩擦网状阀片中的环臂<sup>[4]</sup>, 有些甚至无法求得其形状函数解析式, 这时则只有测得其静变形曲线, 再采用数值积分求得其等效质量系数。

#### 4 系统振动质量

解决了弹性元件或弹性部分等效质量系数求取问题之后, 采用单质点数学模型分析闭合元件或闭合部分运动规律时, 振动系统的振动质量可用以下通用关系式表示:

$$M = m + \sum C_{m_i} m'_i$$

式中  $m$ ——闭合元件或闭合部分质量

$m'_i$ ——弹性元件或弹性部分质量

$C_{m_i}$ ——其等效质量系数

以管状直流阀门为例, 如图4, 其系统振动质量近似取为

$$M = m_h + 0.236m_n$$

式中  $m_h$ ——头部质量

$m_n$ ——颈部质量

#### 5 结论

由于高次振型对气阀运动图形影响很小<sup>[5]</sup>, 用瑞利法求取弹性元件或弹性部分的等效质量, 采用单质点数学模型分析阀片的运动

※

※

※

※

(上接第61页)

还由于采用了变台阶结构(即 $H_2 < H_1$ ), 使得 $\phi_2$ 可以在比较宽的范围内选取最佳值。这种变台阶的半月形排气结构, 避免了排气口接通过程发生在基圆上渐开线起始部位的最内一对月牙形处时所带来的结构设置、加工工艺等一系列难以解决的问题以及计算上的复杂性。

#### 3 结构参数设计计算

上述涡旋压缩机主要结构参数的设计计

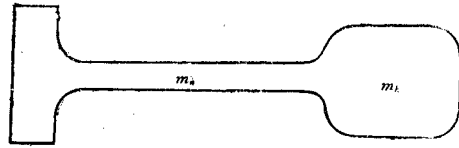


图 4

规律, 具有足够的精确性, 能满足工程设计的要求。

用瑞利法求取等效质量时, 必须先假定弹性部分或弹性元件的振动形状, 假定的振动形状一般与真实振动形状存在着差异, 这相当于对系统附加了某些约束, 因而增加了系统的刚度, 使得求出的固有频率略高于精确值。假定的振动形状越近于真实振动形状, 瑞利法算出的固有频率就越精确。根据经验, 以弹性元件或弹性部分静变形曲线作为振动形状, 所得结果的误差很小。

#### 参 考 文 献

- 1 姚峻. 新型气阀——管状直流阀的设计及动、静态特性研究. 西安交通大学硕士论文. 1987
- 2 林霖, 吴业正. 压缩机自动阀. 西安交通大学出版社, 1991
- 3 倪振华. 振动力学. 西安交通大学出版社. 1989
- 4 潘树林等. 无摩擦网状阀片环臂的计算. 流体工程, 1993; (11)
- 5 Г ф Кондратьева, В П Исаков, Клапаны Поршневых Компрессоров, Машиностроение, 1983

算, 笔者已将它作为一个计算机软件的小模块, 实际应用在对涡旋压缩机的理论研究和新产品设计中。计算程序用 Turbo BASIC 编写, 比较简单适用, 采用人机对话方式和双精度变量 16 位有效数字进行计算, 经过编译。运行时答其所问便立即得到设计方案参数结果, 在比较短的时间内就能进行多种方案的设计, 通过分析和比较选取最佳方案。

# FLUID MACHINERY

Vol. 22 No. 3 1994

## ABSTRACTS

### ● **Stability Experiments for High-speed Rotor of the DH Compressor System**

.....Li Zhanliang et al (1)

The experiments of the damper bearings in high-speed rotor of the DH compressor system are introduced. The main structure parameters of the damper bearing are put forward. Simultaneously, the experimental results are analyzed and good useful prospects are pointed out.

### ● **Study on Performance of Rotating Shaft Combined Packing Seal**

.....Liu Kewang et al (10)

The sealing performane experiments of 15 combinations from three kinds of packing is introduced, and a general law of combined packing is attained by analyzing the relationship of combined type versus the reliability, stability, friction torque and wear.

### ● **Performance Analysis and Structural Design of the Single-stage Axial Flow Fan Cooling the Generator.....Ye Zengming et al (14)**

The performance analysis and structural design of the single-stage axial flow fan cooling the 300MW generator made in shanghai generator factory are presented. By the experiment and the numerical analysis of the finite element method for the 3-D flow field, a new design is developed with splited cascade straightener for the fan structure. It is shown that the fan performance can be improved using the new design.

### ● **The Calculation on the Equivalent Mass Coefficient of the Elastic**

### **component or part in valve**

.....Pan Shulin (24)

The concepts of the equivalent mass and the equivalent mass coefficient and the method to obtain them are presented, and then the more accurate equivalent mass coefficients of the elastic components or parts in several kinds of valve are calculated so as to provide the basis for the valve's design.

### ● **Analysis on the Direct-fired Absorption Chiller-heaters**

.....Liang Shangyong (55)

The characteristics of the direct-fired absorption chiller-heaters are introduced, then three kinds of typical refrigerating and heating cycles are analyzed and compared emphatically. Furthermore, the heating cycles are studied by the enthaply vs. concentration diagrams. Several basic equations are given for the purpose of thermodynamic calculation.

### ● **The Calculation of Theoretic Suction and Discharge Volumes for Scroll Compressors with Pratical Structure**

..... Liu Xin (59)

The inferring process of calculating formulas of theoretic suction and discharge volumes for scroll compressors with practical structure are discovered. Based on these analyses and calculations for geometric shapes, the new and original designs, scroll groove with step structure and enlarged range of discharge angle can be come true. It discusses the advantages of these formulas in parameter design with wonderful structure by demonstrating a PC application.