

油气弹簧环形节流阀片大挠曲变形分析与试验

陈轶杰^{1,2}, 顾亮²

(1. 中国北方车辆研究所 底盘部件技术部, 北京 100072; 2. 北京理工大学 机械与车辆工程学院, 北京 100081)

摘要:提出了一种研究油气弹簧环形阀片大挠曲变形的研究方法。分析了通过钱式摄动法推导出解析式的误差,运用最小二乘原理重新拟合了解析式中的摄动参数,并与有限元数值解对比验证了其精确度。提出了环形缝隙节流的一种研究方法,运用边界层理论推导了紊流状态下缝隙的流量表达式。根据自主研发的油气弹簧的结构形式,通过上述推导公式以及实际气体状态方程建立了单气室油气弹簧的数学模型。仿真分析了系统弹性力与总输出力随位移的变化关系,将其与试验数据相比较验证了数学模型的正确性,为油气弹簧的设计提供了参考。

关键词:工程力学;油气弹簧;节流阀片;大挠曲;缝隙;紊流

中图分类号: TB123 **文献标识码:** A **文章编号:** 1671-5497(2009)02-0388-05

Experiment and analysis of large deflection of throttle slice of hydro-pneumatic spring

CHEN Yi-jie^{1,2}, GU Liang²

(1. Department of Chassis Components Technology, China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, China; 2. School of Mechanical & Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract: A research method of the large deflection of the throttle slice of the hydro-pneumatic spring was presented. The deviation of the analytic equation deduced using the Qian perturbation method was analyzed. The perturbation parameters in the equation were refitted through the least square technique and the precision of the results was validated by comparison with the numerical solution from the finite element analysis. A method to study the throttling by the annular aperture was suggested and the flow equation through the aperture under the turbulence state was deduced using the boundary layer theory. A mathematical model was built for the self-developed hydro-pneumatic spring configuration with a single air chamber by the equation mentioned above and the real gas state equation. The relationships of the elastic force and the total force output versus the displacement in the system were analyzed by the simulation. The correctness of the model was validated by the comparison between the simulated results and the experimental data, providing a reference for the design of the hydro-pneumatic spring.

Key words: engineering mechanics; hydro-pneumatic spring; throttle slice; large deflection; aperture; turbulence

收稿日期: 2007-07-31.

基金项目: 武器装备部智能油气弹簧预研项目(51404040104BQ01).

作者简介: 陈轶杰(1980-),男,博士研究生. 研究方向: 车辆悬挂减振. E-mail: chenijie8888@sina.com

通信作者: 顾亮(1958-),男,教授,博士生导师. 研究方向: 人机与环境工程. E-mail: guliang@bit.edu.cn

作为油气弹簧的核心部件,阻尼阀的装配方式有很多种,其中采用环环节流阀片变形缝隙对油液节流由于加工装配方便,成本较低而得到广泛应用。但油气弹簧开阀后节流阀片主要呈大挠曲变形状态,而现有的设计方法中却多为基于经典加载方式的小挠曲变形求解^[1],这样的近似方式有时会导致较大误差,不能很好地满足设计要求。现有技术中,关于缝隙节流的流量公式多是在层流状态下推导出来的^[2],而油气弹簧工作时,油液通过节流阀片环形缝隙的过流速度很大,导致雷诺数显著升高,油液流动主要处于紊流状态。实践表明,若使用现有公式对阻尼阀进行设计,其力值与试验数据相比明显偏小。本文针对自主研发的油气弹簧提出了分析阀片大挠曲变形以及缝隙节流的方法,并进行了系统研究。

1 结构简图

图 1 为单气室油气弹簧的结构简图。节流阀片安装在活塞端部内,在活塞往复运动的过程中,上下腔室产生压差使阀片变形,油液从变形后的阀片与活塞体之间的环形缝隙中流过。氮气和油液之间通过浮动活塞隔离,气室高度随油气弹簧行程的变化而变化。

图 2 为环环节流阀片变形示意图。图中, Δp

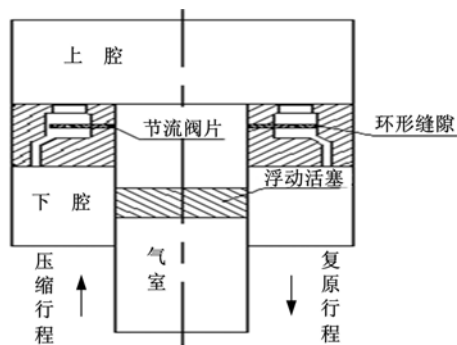


图 1 油气弹簧结构简图

Fig. 1 Sketch map of hydro-pneumatic spring

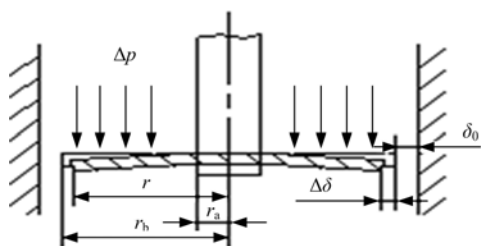


图 2 节流阀片变形示意图

Fig. 2 Deformation of throttle slice

为薄板所受压力, δ_0 为初始缝隙宽度, $\Delta\delta$ 为节流阀片变形后的动态缝隙宽度, r_a 为阀片内半径, r_b 为阀片变形前的外半径, r 为阀片变形后外半径。

2 节流阀片变形研究

当 $f \leq h/5$ 时,取《机械设计手册》中环形薄板内圈全约束,外圈自由的均布载荷小挠曲变形公式求解阀片外边缘变形量^[3]

$$f = C_6 \frac{\Delta p r_b^4}{E h^3} \quad (1)$$

式中: f 为节流阀片外边缘变形量; C_6 为变形系数; E 为阀片弹性模量; h 为阀片厚度。

当 $h/5 \leq f \leq 5h$ 时,节流阀片处于大挠曲变形状态,由于边界条件较复杂,所以研究成果很少,目前还没有较成熟的理论可应用于工程实践。文献[4]使用钱式摄动法分析了环形阀片的大挠曲变形,但该方法是针对圆形薄板中心大挠度提出的,要直接套用,其正确性需作进一步分析。

推导得出环形薄板边缘变形量的 2 阶摄动关系式为

$$\Delta p = \frac{4 E h f}{r_b^4} \left[\frac{\alpha_1 h^2}{3(1-u^2)} + \alpha_2 f^2 \right] \quad (2)$$

3 阶摄动关系式为

$$\Delta p = \frac{4 E h^4}{r_b^4} \left\{ \frac{\alpha_1 f}{3 h (1-u^2)} + \alpha_2 \left(\frac{f}{h} \right)^3 + 3 \alpha_3 (1-u^2) \left(\frac{f}{h} \right)^5 \right\} \quad (3)$$

式中: u 为材料泊松比; α_1 、 α_2 、 α_3 为摄动参数。

油气弹簧节流阀片相关参数如下: $r_a = 0.0275 \text{ m}$, $r_b = 0.04 \text{ m}$, $h = 0.35 \times 10^{-3} \text{ m}$, $E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$, $u = 3$,对应的挠曲变形解析式系数为 $C_6 = 0.013$, $\alpha_1 = 34.79$, $\alpha_2 = 1.32$, $\alpha_3 = -0.05$ 。通过式(1)~式(3)编程分析环形薄板边缘变形随载荷的变化关系,如图 3 所示。不难看出,随着载

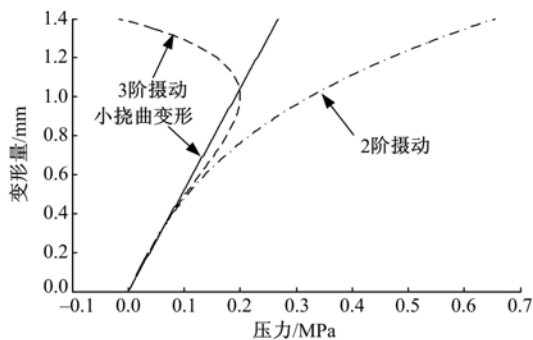


图 3 薄板变形量

Fig. 3 Deformation of slice

荷的增大,大小挠曲变形的差别愈发显著;另外,大挠曲求解精度应当随着摄动法阶数的增加而提高,但 3 阶摄动时变形曲线却在 $f > 2h$ 后出现了明显畸变,证明直接使用钱式摄动法求解环形薄板的大挠曲变形存在较大误差。

下面通过最小二乘曲线拟合的方式对上述环形薄板大挠曲变形解析式进行修正。将式(2)整理成为 f 的线性函数表达式

$$f = \frac{r_b^4 \Delta p - 4E\alpha_2 h f^3}{16\alpha_1 D} \quad (4)$$

式中: D 为阀片的弯曲刚度。

运用有限元软件 ANSYS 的 Shell 单元可以求出任意厚度和载荷下阀片外边缘大挠曲变形的数值解。挠曲函数的剩余误差平方和表达式为

$$\Psi = \sum_{i=1}^n (f - f_i)^2 = \sum_{i=1}^n \left[\frac{r_b^4 \Delta p_i - 4E\alpha_2 h_i f_i^3}{16\alpha_1 D} - f_i \right]^2 \quad (5)$$

式中: i 为数据组数; h_i 为不同数据组中阀片厚度; Δp_i 为不同数据组中的载荷值; f_i 为有限元求出的与载荷对应的挠度值。

分别求解式(5)对 α_1 和 α_2 的偏导数

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Psi}{\partial \alpha_1} &= -2 \sum_{i=1}^n \left[\frac{r_b^4 \Delta p_i - 4E\alpha_2 h_i f_i^3}{16D\alpha_1^2} \left(\frac{r_b^4 \Delta p_i - 4E\alpha_2 h_i f_i^3}{16\alpha_1 D} - f_i \right) \right] = 0 \quad (6) \\ \frac{\partial \Psi}{\partial \alpha_2} &= -2 \sum_{i=1}^n \left[\frac{Eh_i f_i^3}{4\alpha_1 D} \left(\frac{r_b^4 \Delta p_i - 4E\alpha_2 h_i f_i^3}{16\alpha_1 D} - f_i \right) \right] = 0 \quad (7) \end{aligned}$$

利用有限元数据,通过式(6)、式(7),拟合得出 $\alpha_1 = 48.28$, $\alpha_2 = 1.03$,则基于最小二乘原理的环形阀片大挠曲函数表达式为

$$\Delta p = \frac{4Ehf}{r_b^4} \left[64.38 \frac{h^2}{(1-u^2)} + 4.14f^2 \right] \quad (8)$$

解析式(8)的精度分析如下:设薄板厚度分别为 $h = 0.5 \times 10^{-3}$ m, 0.6×10^{-3} m,其余参数同上,与有限元数值解对比结果如图 4、图 5 所示。不难看出,在不同薄板厚度下两条曲线几乎重合,计算结果表明,其偏差均在 1%左右,能够满足工程应用的要求。

根据节流阀片变形尺寸的对对应关系,推导动态缝隙宽度

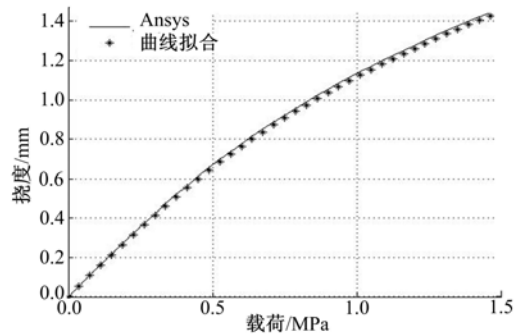


图 4 薄板厚 0.5 mm 时的对比结果

Fig. 4 Comparison results of slice thickness 0.5 mm

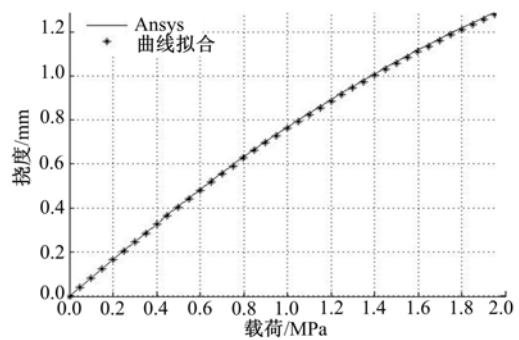


图 5 薄板厚 0.6 mm 时的对比结果

Fig. 5 Comparison results of slice thickness 0.6 mm

$$\Delta \delta = (r_b - r_a) - \sqrt{(r_b - r_a)^2 - f^2} \quad (9)$$

则缝隙总宽度为

$$\delta = \delta_0 + \Delta \delta \quad (10)$$

节流阀片变形后外半径为

$$r = r_a + \sqrt{(r_b - r_a)^2 - f^2} \quad (11)$$

3 缝隙流量解析式

现有技术中,应用较普遍的是基于层流状态的缝隙流量解析式^[5]

$$Q_t = \frac{\Delta p B \delta^3}{12\mu l} \quad (12)$$

式中: Q_t 为缝隙流量; μ 为流体的动力黏度; l 为缝隙长度; B 为缝隙的宽度。

为满足减振装置阻尼阀的设计需求,运用流体边界层理论推导紊流状态下缝隙的流量解析式如下。

对于流体在平行板中的紊流运动状态,冯·卡门提出了速度分布的三层结构模式,即黏性底层,过渡层及对数律层^[6]。通过各流层速度分布表达式可积分求解环形缝隙紊流流量解析式并整理得出

$$Q_t = 2\pi r \left[\frac{\tau_w}{\mu} y_0^2 + A(y_1 - y_0) + 5 \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} y_1 \ln y_1 - \right]$$

$$10 \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} y_0 \ln y_0 + 5 \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \frac{\delta}{2} \ln \frac{\delta}{2} + B \left[\frac{\delta}{2} - y_1 \right] \quad (13)$$

$$A = 10 \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \ln \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} - 16.1 \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} - 10 \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \ln \nu \quad (14)$$

$$B = 6 \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} - 5 \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \ln \nu + 5 \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \ln \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (15)$$

式中: τ_w 为壁面切应力; δ 为单边缝隙宽度; ρ 为流体密度; y_0 和 y_1 分别为黏性底层和过渡层的厚度; ν 为流体的运动黏度。

根据缝隙两端压力差与流体作用在壁面上摩擦力相平衡的原理,推导出缝隙的壁面切应力为

$$\tau_w = \frac{\Delta p \delta}{2l} \quad (16)$$

将式(16)带入式(13)中并整理得

$$Q_t = 2\pi r \left[-127.8\nu + \left(2.5 \ln \frac{\delta}{2} + 3 - 2.5 \ln \nu + 2.5 \ln \sqrt{\frac{\Delta p \delta}{2l\rho}} \right) \delta \sqrt{\frac{\Delta p \delta}{2l\rho}} \right] \quad (17)$$

式(17)即为推导出的环形缝隙紊流流量解析式。

4 油气弹簧数学模型

下面针对油气弹簧结构简图以及上述推导公式建立油气弹簧的数学模型。其中油气弹簧输出力为

$$F_z = F_d + F_t \quad (18)$$

式中: F_z 为油气弹簧总的输出力; F_d 为阻尼力; F_t 为弹性力。

当油气弹簧处于低速运动状态,油液流经节流阀片环形缝隙的雷诺数 $Re_c \leq 1100$ 时,缝隙节流需按层流状态流量式(12)计算;当雷诺数 $Re_c > 1100$ 时,则须按紊流流量式(17)计算。实践证明,油气弹簧在绝大部分工作时间均处于紊流状态。

联立上述各式即可求解缝隙两端压差的大小。同时考虑过油通道的局部阻力损失^[7]

$$\Delta p_l = \xi \frac{\rho(A_h V)^2}{2A_l^2} \quad (19)$$

式中: ξ 为局部损失系数; A_h 为活塞的有效工作面积; A_l 为过油通道截面积; V 为油气弹簧工作速度。

油气弹簧的阻力值为

$$F_d = (\Delta p + \Delta p_l) A_h \quad (20)$$

另外,从准确和简便的角度考虑,选用范德瓦耳实

际气体状态方程建模^[8]

$$p = \frac{R_g T m_q}{V_q - m_q b} - \frac{a m_q^2}{V_q^2} \quad (21)$$

式中: p 为气体绝对压力; R_g 为气体常数; T 为热力学温度; m_q 为气体质量; a 、 b 为气体常数; 气体的体积为

$$V_q = L_j - \frac{A_{gw} s}{A_{gn}} \quad (22)$$

式中: L_j 为静平衡位置时气室高度; A_{gw} 为活塞杆外截面积; A_{gn} 为活塞杆内截面积; s 为油气弹簧位移。

车辆悬挂处于静平衡位置时油气弹簧气室压力为

$$p_1 = \frac{2 m_d g i_j}{\pi D_{gw}^2} \quad (23)$$

式中: m_d 为车辆单桥悬置质量; i_j 为静平衡位置悬挂杠杆比; D_{gw} 为活塞杆外径。

联立式(18)和式(20)推导充入高压气体的质量为

$$m_q = V_q \left[\frac{0.17}{ab} D - 0.67 \frac{(3bR_g T_0 + 3p_1 b^2 - a)/b}{D} + 0.33/b \right] \quad (24)$$

$$M = R_g^2 T_0^2 (4bR_g T_0 + 12p_1 b^2 - a)$$

$$N = 4p_1 (3p_1 b^3 R_g T_0 -$$

$$5abR_g T_0 + b^4 p_1^2 + 2ab^2 p_1 + a^2)$$

$$C = -36bR_g T_0 + 72p_1 b^2 + 8a$$

$$D = ((C + 20.78((M + N)/a)^{0.5} b) a^2)^{1/3}$$

将式(22)~式(24)整理带入式(21)即可求出油气弹簧任意位移处气室压力值,从而得出系统弹性力为

$$F_t = p A_{gw} \quad (25)$$

5 仿真与试验

自主研发的油气弹簧相关参数如下:缸筒内径 $D_{hn} = 0.125$ m, $D_{gw} = 0.09$ m, $D_{gn} = 0.08$ m, $\delta_0 = 0.067 \times 10^{-3}$ m, $a = 456.37$ m⁶ Pa/kg², $b = 0.0036$ m³/kg, $T_0 = 293$ K, $R_g = 296.77$ J/(kg · K), $L_j = 0.15$ m, $p_1 = 4.1$ MPa, 阀片数量 $n_p = 5$ 。

运用 MATLAB 编程分析油气弹簧的数学模型,并进行静态试验以测定油气弹簧弹性力随位移的变化趋势。取激励为频率 $f_z = 0.02$ Hz、振幅 $A_z = 0.07$ m 的正弦函数,试验与仿真曲线如图 6 所示。由于试验件为刚刚加工装配完的新产

品,各零部件与密封之间静摩擦力很大,所以静态试验时油气弹簧复原与压缩行程的弹性力值有所差异。从图 6 可以看出,仿真曲线基本处于试验数据的零线位置,从而验证了运用实际气体状态方程推导弹性力的正确性。

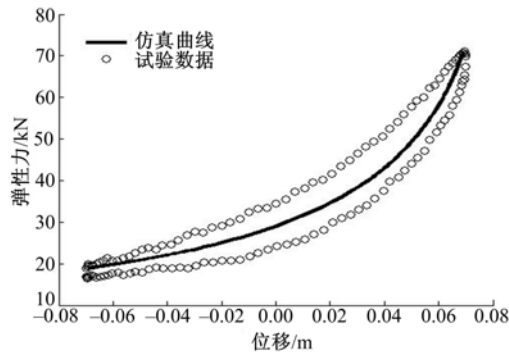


图 6 仿真与试验弹性力

Fig. 6 Simulation and experiment of elastic force

对新加工件进行磨合后,再取激励为频率 $f_z = 1$ Hz、振幅 $A_z = 0.04$ m 的正弦函数,进行油气弹簧外特性试验测试。试验与仿真曲线如图 7 所示。不难看出,两条曲线基本吻合,各关键点力值对比如表 1 所示。表中, F_{zmax} 为油气弹簧最大输出力; F_{zmin} 为油气弹簧最小输出力; F_{z10} 为零点位移处复原行程输出力; F_{zy0} 为零点位移处压缩行程输出力。

图 7 及表 1 的对比结果说明,运用环形薄板

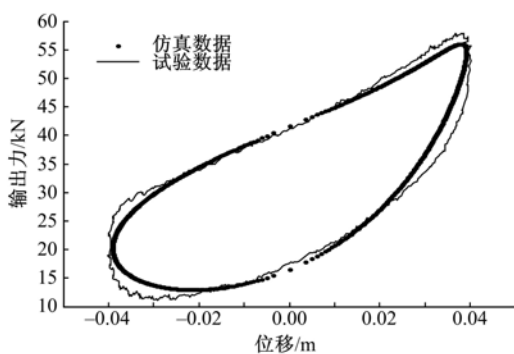


图 7 仿真与试验输出力

Fig. 7 Simulation and experiment of export force

表 1 关键点力值对比

Table 1 Contrast the force at the key point

名称	F_{zmax}	F_{zmin}	F_{zy0}	F_{z10}
试验数据/kN	57.95	11.15	41.15	17.51
仿真数据/kN	56.03	12.96	41.59	16.53
数据偏差/%	3.3	14.0	1.1	5.6

大挠曲变形解析式(8)和缝隙紊流流量式(17)建立的油气弹簧数学模型是正确的,并且具有较高的精度,为阻尼阀的设计提供了参考。

6 结束语

针对阻尼阀设计中的薄弱环节,运用钱式摄动法和最小二乘曲线拟合原理对环形节流阀片大挠曲变形解析式进行了推导,通过流体边界层理论推导了环形缝隙紊流状态下的流量表达式。通过软件 MATLAB 对油气弹簧的数学模型进行了仿真分析,通过与所研发产品的试验数据对比,验证了使用范德瓦尔实际气体状态方程推导油气弹簧气室压力的合理性,并证明了薄板大挠曲函数表达式与缝隙紊流流量公式的正确性及其实用价值,为研究节流阀片大变形紊流状态下的缝隙节流提供了思路和方法,将所推导的公式应用到减振装置的数学建模中,能够提高阻尼阀的设计精度。

参考文献:

- [1] Zhao J H, Wang M P. Elasticity Mechanics and Finite Element[M]. Wuhan: The Publishing Company of Wuhan Li Gong, 2003.
- [2] 雷天觉. 新编液压工程手册[M]. 北京:北京理工大学出版社,1998.
- [3] 成大先. 机械设计手册(第 1 卷)[M]. 北京:北京化学工业出版社,2002.
- [4] 李幼德,李静,宋大风,等. 汽车减振器弹簧阀片变形模型的研究[J]. 汽车工程,2003(3):287-290.
Li You-de, Li Jing, Song Da-feng, et al. A research on the deformation of spring valve plate in automotive shock absorbers[J]. Automotive Engineering, 2003(3):287-290.
- [5] 张也影. 流体力学[M]. 北京:高等教育出版社,1998.
- [6] Kung W, Marchetti M C, Saunders K. Hydrodynamics of Polar Liquid Crystals[M]. Amsterdam: Physical Review E,2006.
- [7] Gourgoulhon E. An introduction to relativistic hydrodynamics[J]. Stellar Fluid Dynamics and Numerical Simulations, 2006, 54(3):43-79.
- [8] Gimbut J. A CFD study of the effect of cone dimensions on sampling aerocyclones performance and hydrodynamics[J]. Powder Technology, 2006, 162(2):126-132.