

文章编号:1000-582X(2008)09-0988-04

减振装置节流阀片均布载荷变形解析计算

陈轶杰^{1,2}, 顾亮², 管继富²

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

摘要:提出环形阀片受相关载荷作用时挠曲变形量的一种研究方法。建立阀片的物理模型, 利用薄板变形微分方程以及内外径处的边界条件推导环形阀片受均布载荷作用时的挠曲变形解析式, 整理得出了便于理论分析和工程应用的表达形式。与现有技术中环形薄板近似解对比验证了公式的正确性及其优越性, 研究了不同载荷以及节流阀片相关结构参数和材料特性对其任意半径处变形量的影响规律。得出的解析式和结论为减振装置阻尼阀的精确设计提供了依据。

关键词:减振装置; 节流阀片; 均布载荷; 挠曲变形

中图分类号: TB123

文献标志码: A

Analytical computation of uniform load deflection for a shock absorber throttle slice

CHEN Yi-jie^{1,2}, GU Liang², GUAN Ji-fu²

(1. China North Vehicle Research Institute, Beijing 100072, P. R. China;
2. Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, P. R. China)

Abstract: We present a method for computing annular slice deflection. The physical model of throttle slice was built. The equation for deformation under a uniform load was deduced by using a deflection differential equation for throttle slice and boundary condition, which was convenient for theory analysis and engineering application. Equation correctness was validated by comparing the approximated result in the existing technology. We subsequently studied the rules of different loads, structure parameters, and material characteristics of throttle slice influence on the deformation at any radius. The equation and conclusions can serve as references for accurately designing shock absorber throttle valves.

Key words: shock absorber; throttle slice; uniform load; deflection

在车辆悬挂的减振装置中, 产生阻尼力的方式有很多种, 其中采用节流阀片变形缝隙对油液进行节流被广泛地应用到工程实践中。这种形式加工装配方便, 成本较低, 但是由于阀片变形量对阻尼力影响很大, 需要精确计算, 而现有的方法却多为近似求解, 且只能得出阀片的边缘变形量, 不能很好地满足设计要求。

文献[1]中介绍了一种新的计算方式, 但与《机械设计手册》中近似解的相对误差为 35.29%, 偏差过大, 说明推导过程存在问题, 无法达到工程设计标准。基于这种情况, 笔者通过薄板变形理论, 重新推导了节流阀片受均布载荷时的变形量, 并归纳出解析公式, 同时与现有的求解方法进行了对比分析。

收稿日期: 2008-04-03

基金项目: 部级装备预先研究基金资助项目(623010202.4)

作者简介: 陈轶杰(1980-), 男, 北京理工大学博士, 主要从事人机与环境工程研究。

顾亮(联系人), 男, 北京理工大学教授, 博士生导师, (Tel)010-68914005; (E-mail)guliang@bit.edu.cn。

1 节流阀片的物理模型

图1为减振装置节流阀片的装配示意图。节流阀片安装在活塞端部内,在活塞往复运动的过程中,由于上下腔室的压力不同,所产生的压差使阀片变形,油液从变形后阀片与活塞体之间的环形缝隙中流过。将节流阀片单独提取出来进行模型简化,如图2所示,环形薄板内圈全约束,外圈处于自由变形状态。图2中 q 为均布载荷, h 为阀片厚度, r_a 为阀片内半径, r_b 为阀片外半径。

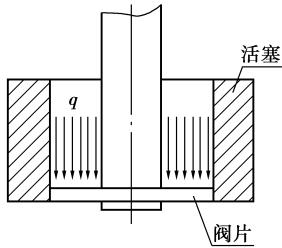


图1 减振装置节流阀片装配示意图

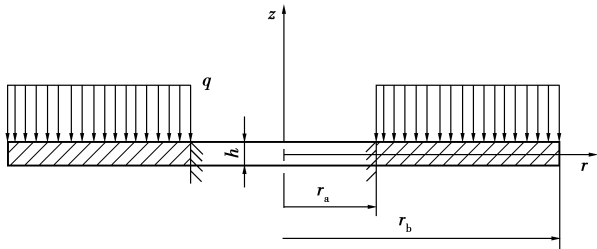


图2 节流阀片物理模型

2 节流阀片变形解析式

2.1 节流阀片解析式的推导

由薄板力学可知,极坐标下板弯曲弹性曲面微分方程为^[2-6]

$$\nabla_r^2 \nabla_r^2 w(r, \theta) = q(r, \theta) / D, \quad (1)$$

式中: $\nabla_r^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}$ 为极坐标下的拉普拉斯算子; D 为阀片的弯曲刚度; r 为阀片任意处半径; θ 为阀片的周向角度; w 为对应阀片半径处的挠曲变形量。

在节流阀片轴对称弯曲的情况下,式中 q 和 w 均只是 r 的函数,可以忽略 θ 对其的影响。对式(1)求解,可得变形量的通解表达式^[7-10]

$$w = C_1 \ln r + C_2 r^2 \ln r + C_3 r^2 + C_4 + w^*, \quad (2)$$

式中:特解 $w^* = \frac{qr_a^4}{64D}$; $C_1 \sim C_4$ 为任意常数,决定于边界条件。

由给定的物理模型可知,环形薄板内、外圈边界

条件分别为^[11-13]

$$w|_{r=r_a} = 0; \frac{dw}{dr}|_{r=r_a} = 0. \quad (3)$$

$$M|_{r=r_b} = 0; V|_{r=r_b} = 0. \quad (4)$$

式中: M_r 为阀片所承受的弯矩; V_r 为阀片总的分布剪应力。

通过上述边界条件分别推导有关通解系数表达式:

$$C_1 \ln r_a + C_2 r_a^2 \ln r_a + C_3 r_a^2 + C_4 + \frac{qr_a^4}{64D} = 0, \quad (5)$$

$$\frac{C_1}{r_a} - \frac{qr_a^2}{8D} r_a (2 \ln r_a + 1) + 2C_3 r_a + \frac{qr_a^3}{16D} = 0, \quad (6)$$

$$\frac{C_1}{r_b^2} (\mu - 1) - \frac{qr_b^2}{8D} [2 \ln r_b (1 + \mu) + 3 + \mu] + 2C_3 (1 + \mu) + \frac{qr_b^2 (3 + \mu)}{16D} = 0, \quad (7)$$

$$C_2 = -\frac{qr_b^2}{8D}, \quad (8)$$

式中 μ 为泊松比。联立式(5)~(8)求解出各系数方程为

$$C_1 = \frac{A_1 - A_2}{A_3 - A_4}, \quad (9)$$

式中: $A_1 = \frac{qr_a}{8D} r_b^2 [(\mu + 1)(4 \ln r_b + 1) + 2]$;

$$A_2 = \frac{r_a q (\mu + 1)}{8D} [2r_b^2 (2 \ln r_a + 1) - r_a^2];$$

$$A_3 = 2r_a \frac{(\mu - 1)}{r_b^2};$$

$$A_4 = \frac{2(\mu + 1)}{r_a}.$$

$$C_3 = \frac{B_1 - B_2}{A_3 - A_4}, \quad (10)$$

式中: $B_1 = (\mu - 1) \frac{qr_a}{16r_b^2 D} [2r_b^2 (2 \ln r_a + 1) - r_a^2]$;

$$B_2 = \frac{q}{16r_a D} r_b^2 [(\mu + 1)(4 \ln r_b + 1) + 2].$$

$$C_4 = -\frac{qr_a^4}{64D} - \frac{A_1 - A_2}{A_3 - A_4} \ln r_a + \frac{qr_b^2}{8D} r_a^2 \ln r_a - r_a^2 \frac{B_1 - B_2}{A_3 - A_4}. \quad (11)$$

将式(8)~(9)~(10)~(11)带入通解表达式并提取公因子整理得

$$w(r) = G_L(r) \frac{q}{Eh^3}, \quad (12)$$

式中 G_L 为均布载荷的变形系数,包括节流阀片内、外径尺寸,材料泊松比以及与所求挠度相对应半径值。式(12)即为环形节流阀片受均布载荷时的挠曲变形解析式。

2.2 节流阀片解析式的验证与分析

《机械设计手册》所提供的环形薄板外边缘变形量近似解公式为^[14-15]

$$f = C_6 \frac{qr_b^4}{Eh^3}, \quad (13)$$

式中 C_6 是与阀片内外径比相关的系数,由手册列表取值。

设节流阀片相关参数如下: $E=2.06 \times 10^{11}$ Pa, $\mu=0.3, h=0.5$ mm, $r_b=40$ mm, $q=0.1$ MPa, 对比式(12)和(13)计算的相对误差 Δw , 如表 1 所示。

表 1 解析式外边缘变形量的对比

r_b/r_a	f/mm	w_{max}/mm	$\Delta w/\%$
1.25	0.021	0.023	8.4
1.50	0.179	0.182	1.8
1.75	0.520	0.503	3.4
2.00	0.930	0.932	0.3
2.50	1.900	1.900	0

可以看出,针对手册中给出的不同内外径比值,所推导的 G_L 系数变形解析式与手册近似公式的相对误差很小,从而验证了推导过程的正确性。另外,手册近似公式只能在给定的内外径比值处求得精确的阀片变形解,当节流阀片受系统参数限制导致内外径比值不在列表中时,则无法准确确定系数 C_6 的数值,遇到这种情况,人们通常采用插值的方法进行求解,但实践表明,效果并不理想;而推导的 G_L 系数变形解析式很好地解决了这个问题,可以精确地求出均布载荷下任意内外径比值处节流阀片外边缘变形量。

分析阀片参数在一定范围变化时对挠曲变形量的影响如图 3-8 所示。

从图 3-8 可以看出,随着均布载荷、外径的增大,以及内径、弹性模量、厚度和泊松比的减小,节流阀片各对应半径处的弯曲变形量也随之增加。

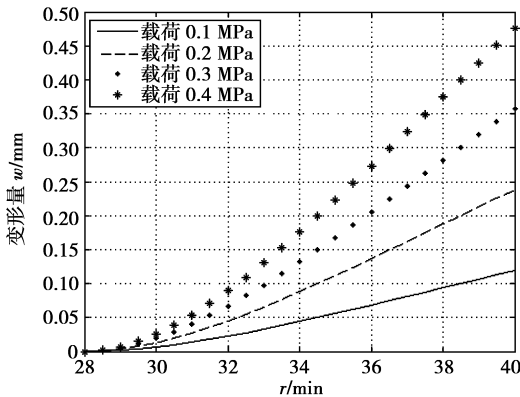


图 3 不同载荷的弯曲变形量

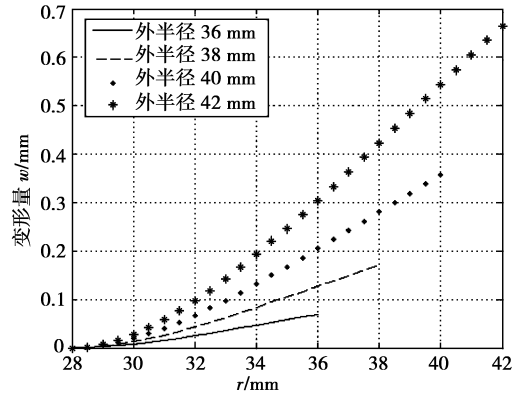


图 4 不同外半径的弯曲变形量

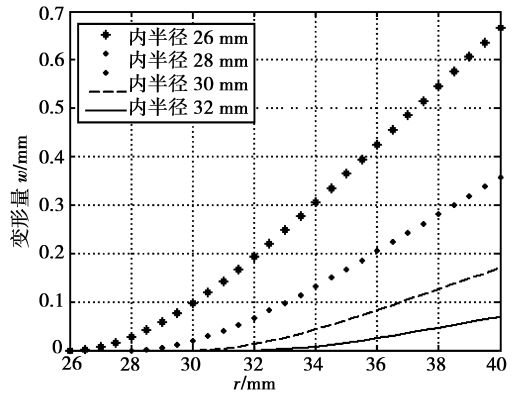


图 5 不同内半径的弯曲变形量

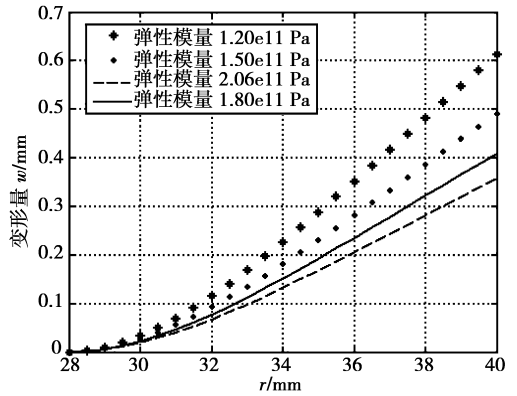


图 6 不同弹性模量的弯曲变形量

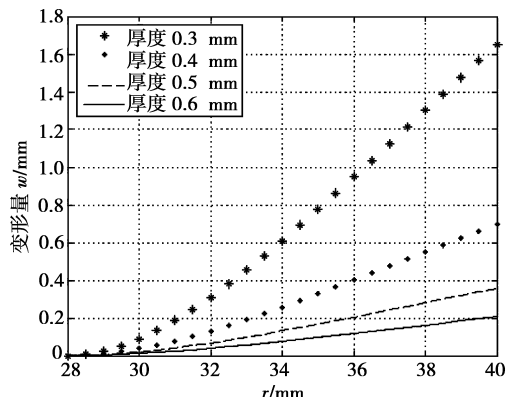


图 7 不同厚度的弯曲变形量

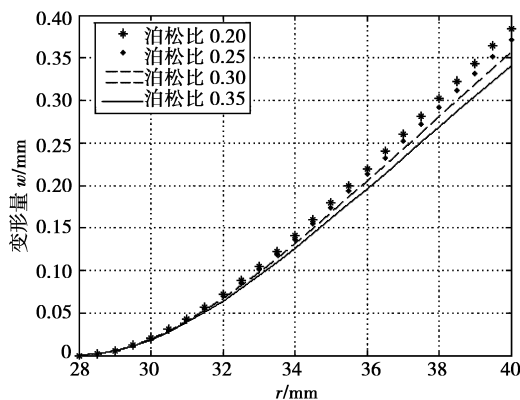


图8 不同泊松比的弯曲变形量

另外, G_L 系数变形解析式还可以方便准确地求解节流阀片任意半径处的弯曲变形量, 这是手册中近似解公式所无法计算的, 其重要意义在于: 为防止阻尼阀中节流阀片受外界冲击变形量过大, 导致应力集中超出屈服极限而发生疲劳断裂现象, 通常要为阀片增设限位挡圈, 如图9所示。设计时限位挡圈与节流阀片接触的表面形状应当与阀片不同半径处的变形量相吻合, 这样才能保证实际开阀点与理论值一致。

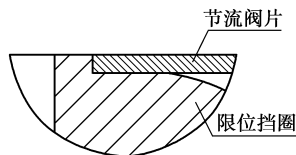


图9 阻尼阀结构示意图

3 结 语

针对减振装置中阻尼阀的典型装配方式, 建立了节流阀片受均布载荷时的物理模型。运用弹性力学中板弯曲微分方程以及模型边界条件, 推导了正确的阀片受均布载荷时的变形解析式。通过整理, 归纳出 G_L 变形系数, 在相关参数确定的情况下, 该系数应为常值, 简化了解析式的表达形式, 为理论分析和工程应用奠定了基础。

参考文献:

- [1] 周长城, 顾亮, 王丽. 节流阀片弯曲变形与变形系数[J]. 北京理工大学学报, 2006, 26(7): 581-584.
ZHOU CHANG-CHENG, GU LIANG, WANG LI. Bending deformation and coefficient of throttle-slice[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2006, 26(7): 581-584.
- [2] 赵均海, 汪梦甫. 弹性力学及有限元[M]. 武汉: 武汉

理工大学出版社, 2003: 40-70.

- [3] ZHENG P F, CHAN L C, LEE T C. Numerical analysis of the sheet metal extrusion process[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2005, 42(3): 189-207.
- [4] LU J P, GUAN Z. The numerical solution of partial differential equation [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2007: 40-80.
- [5] MORIZANE K, GLEIM P S. Thermal stress and plastic deformation of thin silicon slices[J]. Journal of Applied Physics, 1999, 40(10): 4104-4107.
- [6] HIROTA K, MORI Y. Precision small angle bending of sheet metals using shear deformation [J]. Solid Mechanics and Material Engineering, 2005, 48(4): 352-357.
- [7] ALINGER M J, VAN TYNE C J. Evolution of die surfaces during repeated stretch-bend sheet steel deformation [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2003, 141(3): 411-419.
- [8] DUFLOU J R, NGUYEN T H M, KRUTH J-P. Geometric reasoning for tool selection in sheet metal bending operations[C]// 5th International Conference on Integrated Design and Manufacturing on Mechanical Engineering, April 5-7, 2004, Bath, UK. Bath: [s. n.], 2004: 15.
- [9] 雷天觉. 新编液压工程手册[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2004: 50-80.
- [10] 张也影. 流体力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2003: 273-284.
- [11] 周长城, 顾亮, 陈轶杰. 油气弹簧节流阀片设计与研究[J]. 机械设计, 2006(6): 21-23.
ZHOU CHANG-CHENG, GU LIANG, CHEN YI-JIE. Design and research on throttle valve plate of oil-pneumatic spring[J]. Journal of Mechine Design, 2006(6): 21-23.
- [12] KUNG W, MARCHETTI M C, SAUNDERS K. Hydrodynamics of polar liquid crystals [M]. Amsterdam: Physical Review E, 2006: 317-328.
- [13] GOURGOULHON E. An introduction to relativistic hydrodynamics [J]. Stellar Fluid Dynamics and Numerical Simulations, 2006, 134(7): 43-79.
- [14] 成大先. 机械设计手册: 第1卷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2005.
- [15] CHUAH T G, GIMBUN J, CHOONG T S Y. A CFD study of the effect of cone dimensions on sampling aerocyclones performance and hydrodynamics [J]. Powder Technology, 2006, 162(2): 126-132.

(编辑 张 苹)