

筒式减振器叠加节流阀片开度与特性试验*

周长城^{1,2} 顾亮²

(1. 山东理工大学交通与车辆工程学院 淄博 255049;

2. 北京理工大学机械与车辆工程学院 北京 100081)

摘要: 建立环形弹性节流阀片的力学模型, 根据弹性力学原理建立弹性阀片弯曲变形的微分方程。利用边界条件得到环形弹性节流阀片的弯曲变形通解表达式, 然后对通解进行恒等变换得到节流阀片弯曲变形系数。提出一种弹性阀片弯曲变形精确计算方法。利用弯曲变形系数对节流阀片的弯曲变形进行分析研究, 与目前两种计算方法进行比较, 并对计算偏差对减振器设计及特性分析影响进行分析。对叠加阀片当量厚度及叠加阀片对节流阀开度的影响进行分析, 对减振器在不同叠加阀片下特性进行特性试验, 结果表明该研究对减振器阀系参数设计、特性分析具有指导意义。

关键词: 筒式减振器 节流阀 节流阀开度

中图分类号: TH703.63

0 前言

筒式减振器节流阀片的弯曲变形量直接影响着减振器的阻尼特性, 影响着悬架的性能, 即影响着车辆的平顺性和操作稳定性^[1-2]。而减振器节流阀弹性阀片的精确分析计算是一直困扰工程设计和应用的一个重要问题, 目前对单片或多片节流阀片的分析计算方法, 不能满足对产品进行精确设计和特性分析的要求。当今国内、外对弹性阀片变形计算方法有两种^[3]: 一种是利用《机械设计手册》的最大挠度系数和计算公式; 另一种是利用现代流行的有限元分析软件, 例如 ANSYS。以上两种计算方法对于阀片设计计算各有优缺点。

《机械设计手册》^[4]中的最大挠度系数法, 虽然根据阀片内、外半径之比 r_b/r_a , 查得阀片最大挠度系数和计算公式, 可对阀片厚度进行粗略设计。但是当实际阀片内、外半径比值在手册中没有给出时, 很难准确查得最大挠度系数。同时, 该方法只能计算阀片在外半径 r_b 处的最大挠度, 不能计算实际阀片在阀口位置半径 r_k 处的变形量。对于有限元分析软件, 虽然可根据阀片的结构建立仿真分析模型, 对模型划分有限元网格并施加载荷, 利用仿真程序可得到阀片在任意位置半径 r 处变形的数值解, 且比最大挠度系数法精确。然而, 由于该方法没有阀片变形计算的解析式, 不能对阀片厚度进行设计, 只能对给定结构阀片进行变形量数值仿真验证。

减振器节流阀片大都是利用多片节流阀片叠加, 以满足减振器不同特性要求, 同时叠加节流阀片与单片阀片相比具有很多优点。目前, 虽然国内、外已有学者采用有限元分析软件对叠加阀片进行初步研究^[3], 并得到了有价值的结论, 如叠加阀片不等于各叠加阀片厚度之和、叠加阀片变形量不能用单片厚度等于叠加阀片厚度之和的阀片代替、叠加阀片变形量与叠加顺序无关, 但是, 这些研究没有解决叠加阀片设计中的关键问题, 不能满足减振器实际设计和生产的需要, 如多片阀片叠加的等效厚度、叠加阀片厚度和应力之间关系、设计厚度阀片拆分设计为叠加阀片、叠加阀片最大厚度等问题。

为精确、可靠地对减振器阀系参数进行设计, 必须对节流阀片的弯曲变形以及在节流阀阀口位置的有效开度进行研究, 同时必须对叠加节流阀片以及等效厚度对节流阀开度的影响进行研究。

1 环形节流阀片弯曲变形微分方程

减振器环形弹性节流阀片中间是固定约束, 有效内圆半径为 r_a (考虑安装尺寸), 外圆半径为 r_b , 阀片的厚度为 δ , 所受的压力为 q , 在半径 r 处的弯曲变形量为 f , 如图 1 所示。

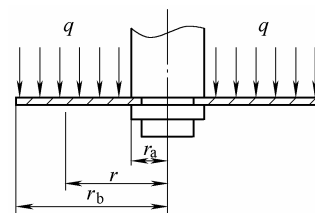


图 1 弹性阀片力学模型

* 武器装备预研基金(51404040104BQ01)和北京理工大学全国优秀百篇博士学位论文育苗及奖励基金(010003)资助项目。20060620 收到初稿, 20061224 收到修改稿

由于结构和载荷都是绕 z 轴对称，同时减振器节流阀片大部分时间处于小挠度状态，因此根据弹性力学可以得到弹性变形曲面的微分方程^[5-6]

$$D \left(\frac{d^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \right) \left(\frac{d^2 f}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{df}{dr} \right) = q \quad (1)$$

式中 D 为常数， $D = E\delta^3/[12(1-\mu)]$ ； r 为极径， $r \in [r_a, r_b]$ ；当多片阀片叠加时，阀片厚度应按当量厚度进行计算； E 为阀片弹性模量； μ 为弹性阀片泊松比。

将以上数据代入 $D = E\delta^3/[12(1-\mu)]$ 可求得常数 D 的数值。

式(1)的通解为

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

式中 $C_1 \ln r + C_2 r^2 \ln r + C_3 r^2 + C_4$ 为奇次微分方程的通解， f^* 为微分方程的特解。

2 节流阀片弯曲变形微分方程的解

2.1 弯曲变形微分方程的特解

由于方程中 D 和 q 均与 r 无关，因此设微分方程特解 $f^* = Br^4$ ，代入常微分方程式(1)，得

$$B = \frac{q}{64D} = \frac{3(1-\mu)q}{16E\delta^3}$$

因此，微分方程的特解为

$$f^* = \frac{qr^4}{64D} = \frac{3q(1-\mu)r^4}{16E\delta^3} \quad (3)$$

2.2 弯曲变形微分方程解的通解

将式(3)代入式(2)得微分方程的通解为

$$f = C_1 \ln r + C_2 r^2 \ln r + C_3 r^2 + C_4 + \frac{qr^4}{64D} \quad (4)$$

该弹性阀片的内圆是固定约束，外圆是自由约束，边界条件可用下列表达式表示。

阀片内圆

$$f|_{r=r_a} = 0 \quad \frac{df}{dr}|_{r=r_a} = 0$$

阀片外圆

$$M|_{r=r_b} = 0 \quad Q|_{r=r_b} = 0$$

式中 M 为阀片所受力矩， Q 为阀片所受剪切力。

微分方程通解中还有 4 个常数 C_1 、 C_2 、 C_3 和 C_4 有待确定，它们可由节流阀片的边界条件确定。

将方程系数 C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 和 B 代入式(4)，得到弹性阀片在半径 r 处的弯曲变形的通解，即

$$f(r) = \frac{E_1 - A_3 X}{A_1} \ln r - Br_a^4 - \frac{q}{8D} r_b^2 r^2 \ln r +$$

$$X(r^2 - r_a^2) + \frac{q}{8D} r_b^2 r_a^2 \ln r_a - \frac{E_1 - A_3 X}{A_1} \ln r_a + \frac{3q(1-\mu)r^4}{16E\delta^3} \quad (5)$$

式中 $X = \frac{E_2 A_1 - B_1 E_1}{A_1 B_3 - A_3 B_1}$ ， $B_1 = \frac{(\mu-1)}{r_b^2}$ ， $B_3 = 2(\mu+1)$ ，

$$A_1 = 1/r_a, \quad A_3 = 2r_a, \quad E_1 = \frac{3q}{8D} r_b^2 (2r_a \ln r_a + r_a) - \frac{qr_a^3}{16D},$$

$$E_2 = \frac{3q}{8D} r_b^3 [2(\mu+1) \ln r_b + \mu + 3] - \frac{(3+\mu)r_b^3}{16D}.$$

将 A_1 、 A_3 、 B_1 、 B_3 、 E_1 、 E_2 、 X 和 D 代入式(5)，就可得到节流阀片在半径 r 处弯曲变形的具体通解表达式，也就是弹性节流阀片弯曲变形精确解的数值表达式。

3 节流阀片弯曲变形系数

为使弹性阀片弯曲变形的表达式能在弹性阀片设计、性能分析等中得到实际应用，必须对弹性阀片弯曲变形的表达式进行恒等变换，最后化为阀片设计所关注参数的简单表达式，即化为压力 q 和阀片厚度 δ 的表达式。

3.1 节流阀片弯曲变形系数

对方程的解进行分析可以发现，解的各项系数都含有一个共同因子 q/δ^3 。因此对阀片的弯曲变形方程的解进行恒等变换，将方程解的各项都化为关于 q/δ^3 的表达式，将阀片弹性模量 E ，阀片内径 r_a ，阀片外径 r_b 以及需要计算弯曲变形的位位置半径 r 都归到一个常数项系数 G_r ，其表达式为

$$G_r = \frac{K_{E1} - A_3 K_X}{A_1} \ln r - K_B r_a^4 - \frac{r_b^2 r^2 \ln r}{8K_D} + K_X r^2 - K_X r_a^2 + \frac{r_b^2 r_a^2 \ln r_a}{8K_D} - \frac{K_{E1} - A_3 K_X}{A_1} \ln r_a + K_B r_a^4 \quad (6)$$

式中 $K_X = \frac{K_{E2} A_1 - B_1 K_{E1}}{A_1 B_3 - A_3 B_1}$ ， $K_D = \frac{E}{12(1-\mu)}$ ， $K_{E1} =$

$$\frac{1}{8K_D} \left[3r_b^2 (2r_a \ln r_a + r_a) - \frac{r_a^3}{2} \right], \quad K_B = \frac{r^4}{64K_D}, \quad K_{E2} =$$

$$\frac{1}{8K_D} \left\{ 3r_b^3 [2(\mu+1) \ln r_b + \mu + 3] - \frac{(3+\mu)r_b^3}{2} \right\}.$$

因此，阀片在位置半径 r 处的变形量可化为 q/δ^3 与弯曲变形系数^[7] G_r 乘积的简单表达式，即

$$f = G_r \frac{q}{\delta^3} \quad (7)$$

3.2 弯曲变形系数 G_r 随位置半径 r 的变化

在不同阀片位置半径 r 处，阀片变形系数 G_r

的大小是不同的, G_r 与半径 r 的变化曲线也恰好反映了弹性阀片弯曲变形的趋势, 如图 2 所示。

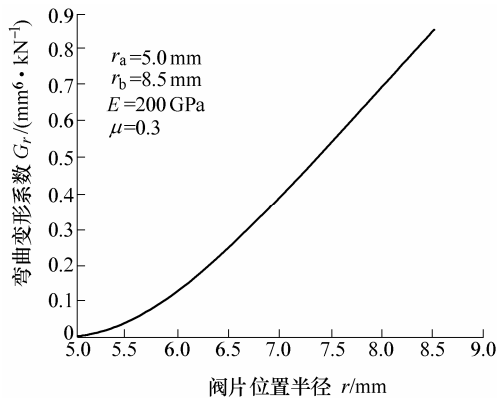


图 2 弯曲变形系数 G_r 与半径 r 的关系曲线

3.3 弯曲变形系数 G_r 的物理意义和适用性

由式(6)和图 2 可知, 弯曲变形系数 G_r 与阀片厚度无关, 与阀片内半径、外半径及阀片材料物理特性有关, 其物理意义是单位厚度阀片, 在单位压力 q 作用下, 在半径 r 处的变形能力, 单位为 m^6/N 。 G_r 是半径位置 r 的函数, 大小随阀片位置半径 r 而变化。只有当阀片位置半径给定后 G_r 才是一个常数, 即 G_r 是阀片在半径 r 处的变形系数。

当弹性阀片的内半径 r_a 、外半径 r_b 以及弹性模量 E 确定后, 利用弯曲变形系数 G_r 计算程序, 可以求得各种不同内半径、外半径以及在不同半径位置 r 处的 G_r , 即可以求得阀片在任意位置半径 r 处的变形量, 因此 G_r 可对不同结构尺寸的减振器节流阀片进行优化设计、特性分析和验证, 具有广泛的适用性。

4 叠加节流阀片的当量厚度

4.1 n 片相同厚度为节流阀片的当量厚度

对于 n 片厚度相同即 $\delta_1 = \delta_2 = \dots = \delta_n = \delta$ 的叠加节流阀片, 各阀片承受压力相等, 且各节流阀片压力之和等于总叠加阀片所受压力 q , 各叠加阀片的弯曲变形量等于总弯曲变形量。设当量厚度为 δ_d 的单片节流阀片的变形量与 n 片叠加的变形量相等, 由弯曲系数法可以得到节流阀片的最大弯曲变形量, 因此, 叠加阀片和当量厚度阀片弯曲变形量之间的关系为^[8]

$$G_r \frac{q}{\delta_d^3} = G_r \frac{q}{n\delta^3}$$

即

$$\delta_d = \sqrt[3]{n} \delta \quad (8)$$

4.2 n 片不同厚度节流阀片的当量厚度

对于 n 片不同厚度叠加节流阀片, 各个阀片所承受的压力之和等于总的压力, 各个阀片的变形量相等且等于叠加后的总变形量, 即等于一个当量厚度阀片变形量, 即

$$G_r \frac{q_1}{\delta_1^3} = G_r \frac{q_2}{\delta_2^3} = \dots = G_r \frac{q_n}{\delta_n^3} = G_r \frac{q}{\delta_d^3}$$

即

$$\frac{q_1 + q_2 + q_3 + \dots + q_n}{\delta_1^3 + \delta_2^3 + \delta_3^3 + \dots + \delta_n^3} = \frac{q}{\delta_d^3}$$

因为 $q_1 + q_2 + \dots + q_n = q$, 代入上式可得到当量厚度 δ_d 为

$$\delta_d = \sqrt[3]{\delta_1^3 + \delta_2^3 + \dots + \delta_n^3} \quad (9)$$

5 节流阀片弯曲变形量的计算

《机械设计手册》^[4]虽然给出了一个阀片最大挠度计算公式, 但利用该公式只能满足阀片的粗略设计计算, 同时《机械设计手册》所给出的公式和挠度系数只能求出在外径 r_b 处的最大挠度。利用弯曲变形系数可以对节流阀片在任意半径位置的变形量进行精确解析计算。

下面就以减振器节流阀为例, 如图 3 所示。利用变形系数 G_r 对节流阀片弯曲变形量进行分析计算, 与当今两种计算方法的计算结果进行比较, 并对偏差对减振器阀片厚度设计和特性分析的影响进行分析。设弹性阀片内半径 $r_a = 5 \text{ mm}$, 外半径 $r_b = 8.5 \text{ mm}$, 阀口位置半径 $r_k = 8 \text{ mm}$, 阀片厚度 $\delta = 0.3 \text{ mm}$, 阀片压力 $q = 3 \text{ MPa}$, 泊松比 $\mu = 0.3$, 弹性模量 $E = 200 \text{ GPa}$ 。

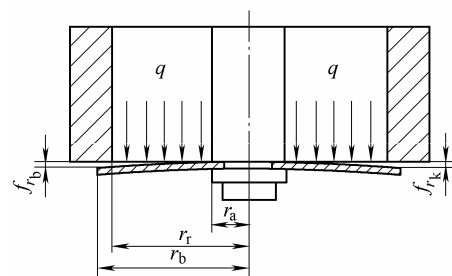


图 3 减振器节流阀结构简图

5.1 节流阀片半径 $r \in [r_a, r_b]$ 处的弯曲变形量

将计算得到的弯曲变形系数 G_r 与 q/δ^3 相乘, 便可求得在位置半径 r 处的弯曲变形量 f_r 。如果以 r 为横坐标、 f_r 为纵坐标, 所绘制的曲线就是弹性阀片弯曲变形曲线, 如图 4 所示。

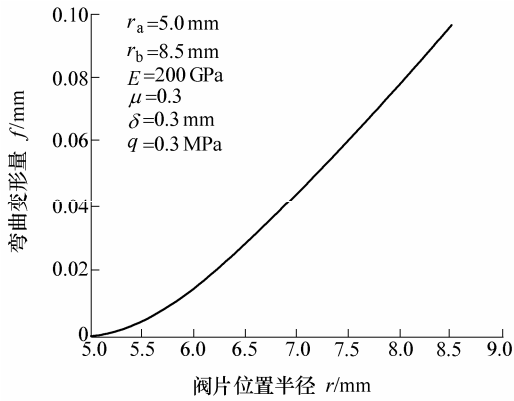


图4 弹性阀片弯曲变形曲线

5.2 节流阀片外径 r_b 处的最大变形量

利用节流阀片的基本参数，可计算该弹性阀片在外径 r_b 处的弯曲变形系数 $G_{r_b} = 0.864\ 33\ \text{mm}^6/\text{kN}$ ，因此在外径 $r_b = 8.5\ \text{mm}$ 处的最大弯曲变形量为

$$f_{r_b} = G_{r_b} \frac{q}{\delta^3} = 0.096\ 036\ \text{mm}$$

5.3 节流阀片在阀口半径 r_k 处的开度

减振器弹性节流阀片在阀口位置半径 r_k 处弯曲变形的大小即阀的开度，将直接关系着减振器的特性。在阀口半径处的变形系数为 $G_{r_k} = 0.710\ 53\ \text{mm}^6/\text{kN}$ ，利用该变形系数，可以对阀的开度分析计算。因此节流阀片在阀口处的弯曲变形量，即节流阀开度为

$$f_{r_k} = G_{r_k} \frac{q}{\delta^3} = 0.078\ 948\ \text{mm}$$

5.4 其他计算方法偏差及对设计和特性分析影响

其他几种计算方法偏差及对设计和特性分析的影响如下所述。

(1) 《机械设计手册》挠度系数法

利用《机械设计手册》可以查得节流阀片在外径 r_b 处最大变形计算公式为^[4]

$$f_{r_b} = C_6 \frac{qr_b^4}{E\delta^3} \tag{10}$$

式中 C_6 是由阀片外、内半径比值 r_b/r_a ，查《机械设计手册》得到最大挠度系数。

根据上述阀片外、内半径比值 $r_b/r_a=1.7$ ，利用《机械设计手册》中的公式进行插值计算，可得上述阀片最大挠度系数 $C_6=0.045\ 44$ ，因此该阀片最大挠度为

$$f_{r_b} = C_6 \frac{qr_b^4}{Eh^3} = 0.131\ 777\ \text{mm}$$

(2) 有限元分析软件 ANSYS

利用有限元分析软件，可对已知厚度和压力的阀片变形进行仿真验证计算。对上述阀片建立模型，划分单元网格长度为 $0.01\ \text{mm}$ ，对模型施加载荷，

利用仿真程序进行静力学仿真分析，阀片变形仿真所得到的最大变形量 $f_b = 0.129\ \text{mm}$ 。

(3) 计算偏差分析

采用《机械设计手册》最大挠度系数 C_6 法计算偏差产生的原因是，最大挠度系数 C_6 难以精确确定，同时该方法没有考虑阀片材料的泊松比，如果用最大挠度代替，在阀口位置的挠度将产生更大偏差。

有限元分析软件对阀片最大挠度计算产生偏差的原因是，对模型划分单元网格时产生误差；同时有限元计算是通过网格之间的传递对阀片挠度进行数值分析计算的。

对于上述阀片，在相同条件下利用《机械设计手册》和有限元分析软件所得最大挠度与变形系数 G_r 法解析计算值的偏差分别为 $\Delta f_{r_b} = 0.035\ 741\ 6\ \text{mm}$ ； $\Delta f_{r_b} = 0.032\ 964\ \text{mm}$ 。

(4) 偏差对阀片设计和特性分析影响

当利用《机械设计手册》最大挠度公式对阀片厚度设计时，由于计算得到的最大挠度比利用变形系数 G_r 解析计算得到的数值偏大。阀片厚度是根据减振器设计要求速度特性设计的，因此该偏差将使得阀片设计厚度偏厚。

当利用《机械设计手册》的最大挠度公式对减振器特性进行仿真分析时，由于在相同压力下计算得到的节流阀开度偏大，因此对相同结构尺寸的减振器进行特性仿真分析时，该偏差将影响减振器特性分析和仿真的准确性和可靠性。

6 叠加节流阀片对节流阀开度的影响

当阀片所承受的压力一定时，弹性阀片的最大挠度与阀片厚度 δ^3 成正比。当节流阀片由不同厚度或数量的节流阀片叠加时，叠加阀片当量厚度将随着叠加阀片的数量或厚度的增加而变化，叠加阀片的最大挠度和节流阀开度将发生相应变化。

下面以 n 片相同厚度节流阀片叠加为例，分析叠加阀片对节流阀开度的影响。设 n 片叠加阀片的厚度 $\delta_i = 0.1\ \text{mm}$ 。

6.1 叠加阀片对当量厚度影响

当叠加阀片厚度 $\delta_i = 0.1\ \text{mm}$ ，叠加阀片的数量 n 增加时，叠加阀片的当量厚度 $\delta_d = \sqrt[3]{nh_i}$ 将发生相应的变化。在不同叠加阀片数量 n 下，叠加阀片当量厚度 δ_d 的数值如表 1 所示。当量厚度 δ_d 随叠加阀片数量 n 的变化曲线如图 5 所示。

表 1 在不同叠加阀片($\delta_i=0.1$ mm)数量 n 下的参数数值

叠加阀片数量 n	当量厚度 δ_i/mm	最大挠度 f_b/mm	阀口开度 f_k/mm	最大挠与阀口开度之差 $(f_b - f_k)/\text{mm}$
1	0.100 00	2.593 00	2.131 60	0.461 40
2	0.125 99	1.296 50	1.065 80	0.230 70
3	0.144 22	0.864 33	0.710 53	0.153 80
4	0.158 74	0.648 25	0.532 90	0.115 35
5	0.171 00	0.518 60	0.426 32	0.092 28
6	0.181 71	0.432 16	0.355 27	0.076 89
7	0.191 29	0.370 43	0.304 51	0.065 92
8	0.200 00	0.324 12	0.266 45	0.057 67
9	0.208 01	0.288 11	0.236 84	0.051 27
10	0.215 44	0.259 30	0.213 16	0.046 14

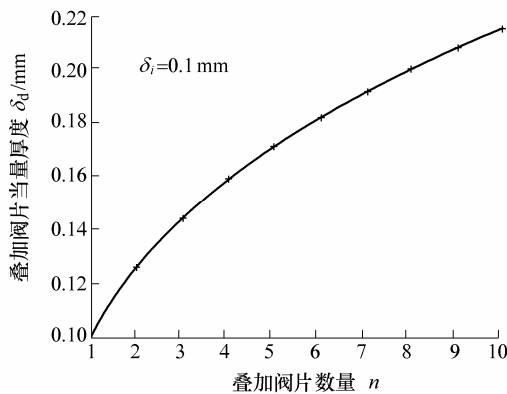


图 5 当量厚度 δ_d 随叠加阀片数量 n 变化曲线

6.2 叠加阀片对最大挠度和开度的影响

当叠加节流阀片数量增加时, 阀片最大挠度 f_b 和开度 f_k 在不同叠加阀片数量 n 下的数值如表 1 所示, 随叠加阀片数量 n 的变化曲线如图 6 所示。

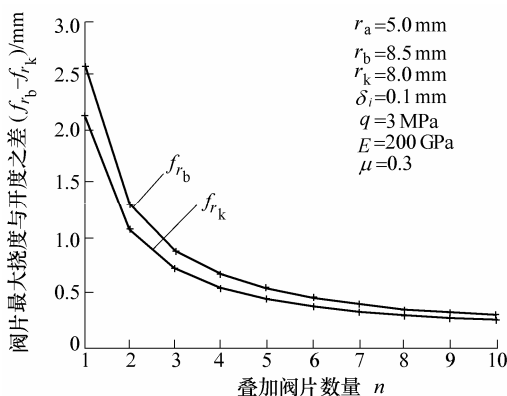


图 6 f_b 和 f_k 随叠加阀片数量 n 变化曲线

6.3 叠加阀片对最大挠度与节流阀开度之差影响

当叠加节流阀片的数量增加时, 阀片最大挠度与节流阀开度之差 $f_b - f_k$ 在不同叠加阀片数量 n 下的数值如表 1 所示, 而 $f_b - f_k$ 随叠加阀片数量 n 的变化曲线如图 7 所示。

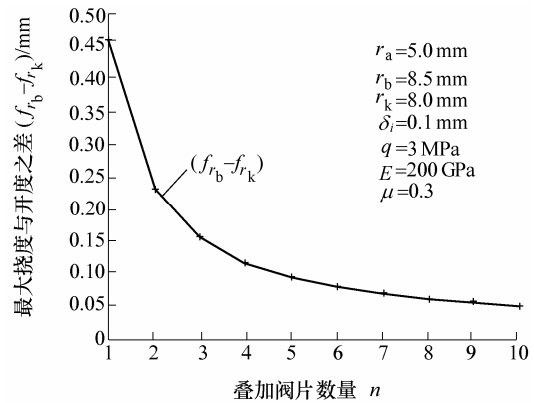


图 7 $(f_b - f_k)$ 随叠加阀片数量 n 变化曲线

7 减振器特性试验

据减振器速度特性设计要求, 复原阀节流阀片设计厚度 $\delta_x=0.2605$ mm, 压缩阀节流阀片设计厚度 $\delta_y=0.1590$ mm。根据叠加阀片当量厚度计算公式, 在当量厚度相等前提下, 复原和压缩阀节流阀片可采用不同片数和厚度的叠加阀片组合, $n_1 \times h_1, n_2 \times h_2, \dots, n_n \times h_n$, 具体叠加阀片的组成如表 2 所示。

表 2 叠加节流阀片组合方案

叠加方案	$n_1 \times \delta_1 / (\text{mm} \times \text{mm})$	$n_2 \times \delta_2 / (\text{mm} \times \text{mm})$	$n_3 \times \delta_3 / (\text{mm} \times \text{mm})$	当量厚度 δ_d / mm
复原阀片 I	2×0.1	2×0.15	1×0.2	0.255 86
复原阀片 II	1×0.1	5×0.15	—	0.261 50
压缩阀片 I	4×0.1	—	—	0.158 74
压缩阀片 II	1×0.1	1×0.15	—	0.163 60

由表 2 可知, 采用不同叠加阀片组合, 可使得叠加阀片的当量厚度 δ_d 接近于设计厚度 δ 。

对不同叠加阀片组合方案减振器进行速度特性试验, 由于叠加节流阀片当量厚度接近于设计厚度, 在不同叠加节流阀片组合情况下, 减振器具有相同的特性。试验测得减振器示功图如图 8 所示。

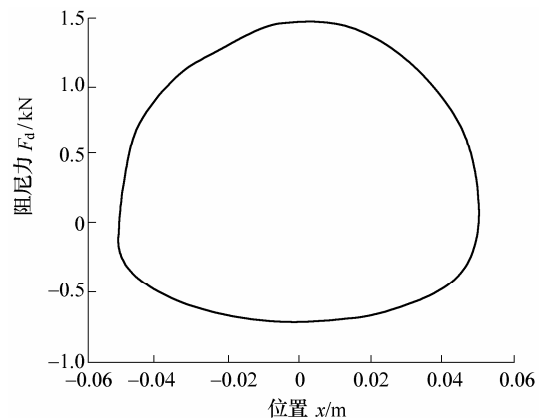


图 8 减振器示功图

由减振器特性试验可知,在叠加阀片当量厚度接近设计厚度情况下,减振器特性相同。

8 结论

(1) 利用弯曲变形系数 G_r , 不仅可计算节流阀片的最大挠度 f_{r_b} 和节流阀开度 f_{r_k} 的大小, 而且还计算节流阀片在任意半径 r 处的弯曲变形量 f_r , 对于减振器节流阀的设计、计算和分析具有重要价值。

(2) 叠加节流阀片的当量厚度 δ_d 与叠加节流阀片的厚度 δ_i 和数量 n 有关, 当量厚度 δ_d 与叠加阀片之和 $\sum_{i=1}^n \delta_i$ 不等, 当量厚度 δ_d 大于最大叠加阀片厚度 $\max[\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n]$, 小于叠加阀片厚度之和 $\sum_{i=1}^n \delta_i$ 。

(3) 随着叠加阀片当量厚度 δ_d 的增加, 阀片的弯曲变形量 f_r 减小, 其中, 阀片最大挠度 f_{r_b} 、节流阀开度 f_{r_k} 以及最大挠度与节流阀开度之差 $f_{r_b} - f_{r_k}$ 也都随之减小。

(4) 当叠加阀片的当量厚度 δ_d 较小时, 阀片的最大挠度与节流阀开度之差 $f_{r_b} - f_{r_k}$ 较大。当节流阀片的外半径 r_b 与节流阀片的阀口位置半径 r_k 相差很大时, $f_{r_b} - f_{r_k}$ 较大。在实际减振器设计计算时, 不能用最大挠度 f_{r_b} 代替节流阀开度 f_{r_k} 。

(5) 叠加阀片当量厚度 δ_d 相等或接近, 减振器特性相同或逼近; 叠加阀片当量厚度 δ_d 不等, 减振器特性将不同。

参 考 文 献

- [1] 李世民, 吕振华. 汽车筒式液阻减振器技术的发展[J]. 汽车技术, 2001, (8): 10-16.
- [2] 冯雪梅, 刘佐民. 汽车液力减振器技术的发展与状况[J]. 武汉理工大学学报, 2003, 27(8): 340-343.
- [3] 陈勇, 何辉, 白金福. 夏利轿车液力减振器簧片的变形分析[J]. 汽车技术, 2000, (1): 19-20.
- [4] 张大先. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 1996.

- [5] 徐芝纶. 弹性力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1990.
- [6] 刘鸿文. 板壳理论[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 1987.
- [7] 周长城, 顾亮. 油气弹簧阀片的分析计算与仿真[C]//全国博士论坛. 北京: 北京理工大学, 2005, 1: 250-255.
- [8] 周长城, 顾亮, 陈轶杰. 油气弹簧阀片设计与研究[J]. 机械设计, 2006, 23(6): 21-23.

SUPERPOSITION THROTTLE-SLICES OPENING SIZE AND CHARACTERISTIC TEST OF TELESCOPE-DAMPER

ZHOU Changcheng^{1,2} GU Liang²

(1. College of Transport and Vehicle Engineering,
Shandong University of Technology, Zibo 255049;

2. School of Mechanical and Vehicle Engineering,
Beijing Institute of Technology, Beijing 100081)

Abstract: The mechanics model of flexible ring throttle-slice and the differential equation of its deformation are established based on elastic mechanical principals. Utilizing the boundary condition, the general solution of elastic ring throttle-slice's deformation curved surface is obtained, and a deformation coefficient of elastic throttle-slice is formed by identical transformation of the general solution of elastic throttle-slice. Then a precise method for calculating ring throttle-slice deformation is put forward. The bending deformation of throttle-slice is analyzed based on the deformation coefficient, and comparison with two common-used approaches is also performed about influence of calculation deviation on design and performance of damper. The effect of the equivalent thickness of superposition throttle-slices on throttle opening size is studied. Experimental results on telescope-damper performance at different superposition throttle-slices show that the research can play an important role at damper valves design.

Key words: Telescope-damper Throttle
Throttle opening size

作者简介: 周长城, 男, 1962年出生, 博士研究生, 教授。主要研究方向为振动与噪声控制。

E-mail: greatwall@sdu.edu.cn