



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103617334 A

(43) 申请公布日 2014. 03. 05

(21) 申请号 201310693240. X

(22) 申请日 2013. 12. 18

(71) 申请人 山东理工大学

地址 255086 山东省淄博市高新技术产业开
发区高创园 D 座 1012 室

(72) 发明人 周长城 程正午 高炳凯

(51) Int. Cl.

G06F 17/50 (2006. 01)

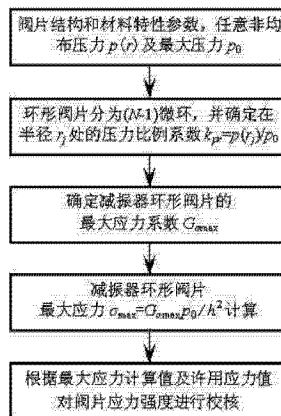
权利要求书2页 说明书9页 附图5页

(54) 发明名称

减振器阀片在任意非均布压力下的强度校核方法

(57) 摘要

本发明涉及减振器阀片在任意非均布压力下的强度校核方法,属于减振器技术领域,其特征在于:将减振器环形阀片在非均布压力力学模型划分为多个微环单元,并通过微环压力下的最大应力系数叠加运算,得到减振器阀片在任意非均布压力下的最大应力系数,从而实现减振器阀片在任意非均布压力下的应力强度计算及校核。通过实例计算与 ANSYS 仿真验证可知该在任意非均布压力下的阀片最大应力计算及强度校核方法是准确,为减振器叠加阀片设计及强度校核,提供了可靠的在任意非均布压力下的应力强度校核方法,同时,利用该方法可提高减振器的设计水平、质量和性能,降低设计及试验费用,在确保特性设计要求的前提下,满足减振器设计寿命的要求。



1. 减振器阀片在任意非均布压力下的强度校核方法,其具体步骤如下:

(1) 确定在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{pj} :

根据给定的非均布压力 $p(r)$ 及其最大值为 p_0 , 减振器环形阀片的内圆半径 r_a 和外圆半径 r_b , 将环形阀片分为 $(N-1)$ 个微环, 在任意半径 $r_i \in [r_1, r_2, \dots, r_N]$ 处微环的内圆半径 $r_{i-1} = r_j$, 外圆半径 $r_i = r_{i-1} + \Delta r_j = r_{j+1}$, ($j=1, 2, \dots, N-1$), 确定在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{pj} , 可表示为:

$$k_{pj} = \frac{p(r_j)}{p_0};$$

(2) 确定减振器阀片最大应力系数 $G_{\sigma_{\max}}$:

根据阀片的内园半径 r_a , 外园半径 r_b , 弹性模量 E , 泊松比 μ , 在半径 r_j 处微环 Δr_j ($j=1, 2, \dots, N-1$) 的内圆半径 $r_{i-1} = r_j$, 外圆半径 $r_i = r_{i-1} + \Delta r_j = r_{j+1}$, 步骤(1)中的在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{pj} , 确定减振器阀片的最大应力强度系数 $G_{\sigma_{\max}}$, 即:

$$G_{\sigma_{\max}} = \sqrt{K_w^2 + K_{\sigma_0}^2 - K_w K_{\sigma_0}},$$

$$\text{式中, } K_w = \sum_{j=1}^{N-1} \frac{(r_a G'_w + \mu G'_w)}{2(1-\mu^2)r_a} k_{pj}, \quad K_{\sigma_0} = \sum_{j=1}^{N-1} \frac{(r_b \mu G'_w + G'_w)}{2(1-\mu^2)r_b} k_{pj};$$

$$G'_w = \frac{A_{1j}}{r_a} + 2A_{2j} \ln r_a + 2A_{3j} r_a + 2A_{3j} r_a, \quad G'_w = -\frac{A_{1j}}{r_b} + 2A_{2j} \ln r_b + 4A_{2j} + 2A_{3j};$$

$$A_{1j} = \frac{-r_a^2}{16K} \left[r_b^4 (\mu - 1) + r_b^4 (1 - \mu) + 4 \ln(r_b) r_b^2 r_b^2 (\mu + 1) - 4 \ln(r_b) r_b^2 r_b^2 (\mu + 1) \right. \\ \left. + 4 \ln(r_a) r_b^2 r_b^2 (\mu + 1) - 4 \ln(r_a) r_b^2 r_b^2 (\mu + 1) \right];$$

$$A_{2j} = -\frac{(r_b^2 - r_a^2)}{8D};$$

$$A_{3j} = \frac{1}{32K} \left[2r_b^2 r_b^2 (1 + \mu) + 2r_a^2 r_b^2 (1 - \mu) + 4 \ln(r_b) r_b^2 r_b^2 (1 + \mu) - 2r_b^2 r_b^2 (\mu + 1) \right. \\ \left. + 4r_a^2 r_b^2 \ln(r_a) (\mu - 1) + 2r_a^2 r_b^2 (\mu - 1) - 4 \ln(r_b) r_b^2 r_b^2 (\mu + 1) - r_b^4 (\mu - 1) \right. \\ \left. - 4r_a^2 r_b^2 \ln(r_a) - r_b^4 (1 - \mu) \right];$$

$$D = \frac{1}{12(1-\mu^2)}, \quad K = D \left[r_a^2 (\mu - 1) - r_b^2 (\mu + 1) \right];$$

(3) 减振器阀片最大应力 σ_{\max} 计算:

根据阀片的厚度 h , 非均布压力最大值 p_0 , 及步骤(2)中的最大应力强度系数 $G_{\sigma_{\max}}$, 对

阀片的最大应力 σ_{\max} 进行计算,即:

$$\sigma_{\max} = G_{\sigma_{\max}} \frac{P_0}{L^2};$$

(4) 减振器阀片应力强度校核:

根据减振器阀片的许用应力 $[\sigma]$,及步骤(3)中的 σ_{\max} ,对应力强度进行校核,即:如果 $\sigma_{\max} > [\sigma]$,则减振器阀片不满足应力强度要求;如果 $\sigma_{\max} < [\sigma]$,则减振器阀片能够满足应力强度要求。

减振器阀片在任意非均布压力下的强度校核方法

技术领域

[0001] 本发明涉及减振器,特别是减振器阀片在任意非均布压力下的强度校核方法。

背景技术

[0002] 减振器阀片所受压力实际为非均布的,甚至可能是不规则分布的,然而,目前国内、外对于减振器阀片在非均布压力下的强度校核,一直都没有给出准确、可靠的解析计算方法,大都是按平均压力对减振器阀片的最大应力进行近似计算,由于按平均压力计算所得到的阀片最大应力数值与实际存有一定的差别,因此,难以满足减振器及叠加阀片 CAD 设计和强度校核的要求。随着汽车工业的快速发展及车辆行驶速度的不断提高,对减振器设计提出了更高的要求,要实现减振器及叠加阀片现代化 CAD 设计,必须建立一种精确的减振器阀片在任意非均布压力下的应力强度计算及校核方法,以满足减振器及叠加阀片精确设计和强度校核的要求,使减振器及叠加阀片设计更加准确、可靠,提高减振器设计水平、性能和寿命。

发明内容

[0003] 针对上述现有技术中存在的缺陷,本发明所要解决的技术问题是提供一种精确、可靠的减振器阀片在任意非均布压力下的强度校核方法。

[0004] 为了解决上述技术问题,本发明所提供的减振器阀片在任意非均布压力下的强度校核方法,其中,减振器阀片在任意非均布压力的力学模型如图 1 所示,其技术方案实施步骤如下:

(1) 确定在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{prj} :

根据给定的非均布压力 $p(r)$ 及其最大值为 p_0 ,减振器环形阀片的内圆半径 r_a 和外圆半径 r_b ,将环形阀片分为 $(N-1)$ 个微环,在任意半径 $r_i \in [r_1, r_2, \dots, r_N]$ 处微环的内圆半径 $r_{ij} = r_j$,外圆半径 $r_{oj} = r_{ij} + \Delta r_j = r_{j+1}$, ($j=1, 2, \dots, N-1$),确定在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{prj} ,可表示为:

$$k_{prj} = \frac{p(r_j)}{p_0} :$$

(2) 确定减振器阀片最大应力系数 $G_{\sigma_{max}}$:

根据阀片的内园半径 r_a ,外园半径 r_b ,弹性模量 E ,泊松比 μ ,在半径 r_j 处微环 Δr_j ($j=1, 2, \dots, N-1$) 的内圆半径 $r_{ij} = r_j$,外圆半径 $r_{oj} = r_{ij} + \Delta r_j = r_{j+1}$,步骤(1)中的在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{prj} ,确定减振器阀片的最大应力强度系数 $G_{\sigma_{max}}$,即:

$$G_{\sigma_{\max}} = \sqrt{K_w^2 + K_{se}^2 - K_w K_{se}},$$

$$\text{式中, } K_w = \sum_{j=1}^{N-1} \frac{(r_a G'_w + \mu G'_v)}{2(1-\mu^2)r_a} k_{wj}, \quad K_{se} = \sum_{j=1}^{N-1} \frac{(r_a \mu G'_w + G'_v)}{2(1-\mu^2)r_a} k_{wj};$$

$$G'_v = \frac{A_{2j}}{r_a} + 2A_{2j}r_a \ln r_a + 2A_{2j}r_a^2 + 2A_{3j}r_a, \quad G'_w = -\frac{A_{1j}}{r_a} + 2A_{2j} \ln r_a + 4A_{2j} + 2A_{3j};$$

$$A_{1j} = \frac{-r_a^2}{16K} \left[r_v^4(\mu-1) + r_w^4(1-\mu) + 4\ln(r_w)r_w^2r_v^2(\mu+1) - 4\ln(r_v)r_v^2r_w^2(\mu+1) \right. \\ \left. + 4\ln(r_a)r_v^2r_w^2(\mu+1) - 4\ln(r_a)r_w^2r_v^2(\mu+1) \right];$$

$$A_{2j} = -\frac{(r_v^2 - r_w^2)}{8D};$$

$$A_{3j} = \frac{1}{32K} \left[2r_w^2r_v^2(1+\mu) + 2r_a^2r_w^2(1-\mu) + 4\ln(r_w)r_w^2r_v^2(1+\mu) - 2r_v^2r_w^2(\mu+1) \right. \\ \left. + 4r_a^2r_v^2 \ln(r_a)(\mu-1) + 2r_a^2r_w^2(\mu-1) - 4\ln(r_v)r_v^2r_w^2(\mu+1) - r_w^4(\mu-1) \right. \\ \left. - 4r_a^2r_w^2 \ln(r_a) - r_v^4(1-\mu) \right];$$

$$D = \frac{1}{12(1-\mu^2)}, \quad K = D \left[r_a^2(\mu-1) - r_v^2(\mu+1) \right];$$

(3) 减振器阀片最大应力 σ_{\max} 计算:

根据阀片的厚度 h , 非均布压力最大值 p_0 , 及步骤(2)中的最大应力强度系数 $G_{\sigma_{\max}}$, 对阀片的最大应力 σ_{\max} 进行计算, 即:

$$\sigma_{\max} = G_{\sigma_{\max}} \frac{p_0}{h^2};$$

(4) 减振器阀片应力强度校核:

根据减振器阀片的许用应力 $[\sigma]$, 及步骤(3)中的 σ_{\max} , 对应力强度进行校核, 即: 如果 $\sigma_{\max} > [\sigma]$, 则减振器阀片不满足应力强度要求; 如果 $\sigma_{\max} < [\sigma]$, 则减振器阀片能够满足应力强度要求。

[0005] 本发明比现有技术具有的优点:

减振器环形节流阀片所受压力实际为非均布的, 甚至可能是不规则分布的, 然而, 目前国内、外对于减振器阀片在非均布压力下的应力强度校核, 一直都没有给出准确、可靠的方法, 大都是按均布压力对减振器阀片的最大应力进行计算, 由于计算得到的阀片进行应力数值与实际存有一定的差别, 因此, 难以满足减振器及叠加阀片 CAD 设计和强度校核的要求。本发明所建立的减振器阀片在任意非均布压力下的应力强度校核方法, 是将减振器环形阀片在非均布压力力学模型划分为多个微环单元, 确定出微环压力系数, 并且通过微环压力下的最大应力系数叠加运算, 得到减振器阀片最大应力系数 $G_{\sigma_{\max}}$, 从而根据阀片厚

度、最大非均布压力 p_0 ，最大应力系数 $G_{r,\max}$ 利用 $\sigma_{\max} = G_{r,\max} \frac{P_0}{h^2}$ 便可实现减振器阀片在任意非均布压力下的应力强度校核。通过与 ANSYS 仿真验证结果比较可知，所建立的减振器阀片在任意非均布压力下的应力强度校核方法是准确，为减振器叠加阀片精确设计和强度校核，提供了可靠的减振器阀片在任意非均布压力下的应力强度校核方法；利用该方法可提高减振器的设计水平、质量和性能，降低减振器设计及试验费用，在确保减振器特性设计要求的前提下，满足减振器设计寿命的要求。

[0006] 为了更好地理解本发明下面结合附图作进一步的说明。

[0007] 图 1 是减振器阀片在任意非均布压力的力学模型；

图 2 是减振器阀片在任意非均布压力下的强度校核流程图；

图 3 是实施例一的减振器阀片非均布压力比例系数 k_{pr} 曲线；

图 4 是实施例一的减振器阀片在非均布压力下的最大应力仿真云图；

图 5 是实施例二的减振器阀片非均布压力比例系数 k_{pr} 曲线；

图 6 是实施例二的减振器阀片在非均布压力下的最大应力仿真云图；

图 7 是实施例三的减振器阀片非均布压力比例系数 k_{pr} 曲线；

图 8 是实施例三的减振器阀片在非均布压力下的最大应力仿真云图；

图 9 是实施例四的减振器阀片非均布压力比例系数 k_{pr} 曲线；

图 10 是实施例四的减振器阀片在非均布压力下的最大应力仿真云图。

具体实施方案

[0008] 下面通过实施例对本发明作进一步详细说明。

[0009] 实施例一：某减振器阀片的内园半径 $r_a = 5.0\text{mm}$ ，外园半径 $r_b = 8.5\text{mm}$ ，弹性模量 $E = 2.0 \times 10^{11}\text{Pa}$ 和泊松比 $\mu = 0.3$ ，最大许用应力 $[\sigma] = 2000\text{MPa}$ ，厚度 $h = 0.3\text{mm}$ ，阀口半径 $r_0 = 8.0\text{mm}$ ，在半径 $[5.0, 8.0]\text{mm}$ 区段施加均布压力 $p_0 = 3.0\text{MPa}$ ，在 $[8.0, 8.5]\text{mm}$ 区段上施加线性非均布压力 $p(r) = 3 \left[1 - \frac{(r-8)}{(8.5-8)} \right]$ MPa，对该减振器阀片的应力强度进行校核。

[0010] 本发明实例所提供的减振器阀片在任意非均布压力下的强度校核方法，强度校核的计算流程如图 2 所示，具体校核步骤如下：

(1) 确定阀片在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{prj} ：

根据非均布压力 $p(r) = 3 \left[1 - \frac{(r-8)}{(8.5-8)} \right]$ MPa 及其最大值为 $p_0 = 3.0\text{MPa}$ ，减振器阀片

的内圆半径 $r_a = 5.0\text{mm}$ ，外园半径 $r_b = 8.5\text{mm}$ ，将半径区间 $[r_a, r_b]$ 均分为 70 份，微环间距 $\Delta r_j = 0.05\text{mm}$ ，($j=1, 2, 3, \dots, 70$)，则在半径 r_j 处微环的内圆半径 $r_{aj} = r_j$ ，外圆半径 $r_{bj} = r_{aj} + \Delta r_j = r_{j+1}$ ，($j=1, 2, \dots, 70$)，确定在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{prj} ，即：

$$k_{prj} = \frac{p(r_j)}{p_0} = \begin{cases} 1 & r_a \leq r_j \leq r_b \\ 1 - \frac{r_j - 8}{3.5} & r_0 < r_j \leq r_b \end{cases};$$

计算得到的微环压力比例系数 k_{prj} ，如图 3 所示；

(2) 确定减振器阀片最大应力系数 $G_{\sigma_{\max}}$ ：

根据减振器阀片的内园半径 $r_a = 5.0\text{mm}$ ，外园半径 $r_b = 8.5\text{mm}$ ，弹性模量 $E = 2.0 \times 10^{11}\text{Pa}$ 和泊松比 $\mu = 0.3$ ，半径 r_j 处微环 Δr_j ($j=1, 2, \dots, 70$) 的内园半径 $r_{i,j} = r_j$ ，外园半径 $r_{o,j} = r_{i,j} + \Delta r_j = r_{j+1}$ ，步骤(1)中的微环压力比例系数 k_{prj} ，确定减振器阀片的最大应力系数 $G_{\sigma_{\max}}$ ，即

$$G_{\sigma_{\max}} = \sqrt{K_{iv}^2 + K_{io}^2 - K_{iv} K_{io}} = 36.697\text{mm}^2,$$

式中， $K_{iv} = \sum_{j=1}^{70} \frac{(r_a G_{o,j} + \mu G_{i,j})}{2(1-\mu^2)r_a} k_{prj} = 41.288 \text{ mm}^2$ ， $K_{io} = \sum_{j=1}^{70} \frac{(r_a \mu G_{o,j} + G_{i,j})}{2(1-\mu^2)r_a} k_{prj} = 12.386 \text{ mm}^2$ ；

$$G_{i,j} = \frac{A_{1j}}{r_a} + 2A_{2j}r_a \ln r_a + 2A_{2j}r_a^2 + 2A_{3j}r_a^3, \quad G_{o,j} = -\frac{A_{1j}}{r_a^2} + 2A_{2j} \ln r_a + 4A_{2j}r_a + 2A_{3j};$$

$$A_{1j} = \frac{-r_a^2}{16K} \left[r_o^4(\mu-1) + r_o^4(1-\mu) + 4\ln(r_o)r_o^2r_b^2(\mu+1) - 4\ln(r_o)r_o^2r_b^2(\mu+1) \right. \\ \left. + 4\ln(r_a)r_o^2r_b^2(\mu+1) - 4\ln(r_a)r_o^2r_b^2(\mu+1) \right];$$

$$A_{2j} = -\frac{(r_o^2 - r_b^2)}{8D};$$

$$A_{3j} = \frac{1}{32K} \left[2r_o^2r_b^2(1+\mu) + 2r_a^2r_b^2(1-\mu) + 4\ln(r_o)r_o^2r_b^2(1+\mu) - 2r_o^2r_b^2(\mu+1) \right. \\ \left. + 4r_a^2r_b^2 \ln(r_a)(\mu-1) + 2r_a^2r_b^2(\mu-1) - 4\ln(r_o)r_o^2r_b^2(\mu+1) - r_o^4(\mu-1) \right. \\ \left. - 4r_a^2r_b^2 \ln(r_a) - r_b^4(1-\mu) \right];$$

(3) 减振器阀片最大应力 σ_{\max} 计算：

根据阀片的厚度 $h=0.3\text{mm}$ ，最大非均布压力 $p_0=3.0\text{MPa}$ ，及步骤(2)中的最大应力系数 $G_{\sigma_{\max}}$ ，对阀片最大应力 σ_{\max} 进行计算，即：

$$\sigma_{\max} = G_{\sigma_{\max}} \frac{p_0}{h^2} = 1223.2\text{MPa};$$

根据减振器阀片的内园半径 $r_a = 5.0\text{mm}$ ，外园半径 $r_b = 8.5\text{mm}$ ，厚度 $h = 0.3\text{mm}$ ，弹性模量 $E = 200\text{GPa}$ ，泊松比 $\mu = 0.3$ ，利用 ANSYS 建立仿真模型，网格划分单位为 0.1mm ，在半径 $[5.0, 8.0]\text{mm}$ 区段上施加均布压力 $p_0=3.0\text{MP}$ ，在半径 $[8.0, 8.5]\text{mm}$ 区段上施加线性非

均布压力 $p(r) = 3 \left[1 - \frac{(r-8)}{(8.5-8)} \right]$ MPa, 仿真所得到的减振器阀片应力云图, 如图 4 所示; 由图

4 可知, ANSYS 仿真所得到的减振器阀片在非均布压力下的最大应力为 1190MPa, 与用该方法计算得到的 1223.2MPa 之间的偏差为 33.2MPa, 相对偏差仅为 2.71%, 表明该减振器阀片在任意非均布压力下最大应力的计算方法是正确的, 为减振器阀片拆分设计及应力强度校核, 提供了精确的减振器阀片在任意非均布压力下的最大应力计算及强度校核方法;

(4) 减振器阀片应力强度校核:

根据减振器阀片的许用应力 $[\sigma] = 2000\text{MPa}$, 及步骤 (3) 中的 $\sigma_{\max} = 1223.2\text{MPa}$, 可知 $\sigma_{\max} < [\sigma]$, 即减振器阀片能够满足应力强度要求。

[0011] 实施例二: 某减振器阀片的厚度 $h=0.3\text{mm}$, 内园半径 $r_a=5.0\text{mm}$, 外园半径 $r_b=8.5\text{mm}$, 弹性模量 $E=2.0 \times 10^{11}\text{Pa}$ 和泊松比 $\mu=0.3$, 最大许用应力 $[\sigma] = 2000\text{MPa}$, 在 $[r_a, r_b]$ 范围内

施加有二次非均布压力 $p(r) = 3 \left[1 - \frac{(r-5)^2}{(8.5-5)^2} \right]$ MPa, 对该减振器阀片的应力强度进行校核。

[0012] 采用实施例一的校核步骤, 即:

(1) 确定阀片在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{prj} :

根据非均布压力 $p(r) = 3 \left[1 - \frac{(r-5)^2}{(8.5-5)^2} \right]$ MPa, 及其最大值为 $p_0=3.0\text{MPa}$, 减振器阀片

的内园半径 $r_a=5.0\text{mm}$, 外园半径 $r_b=8.5\text{mm}$, 将半径区间 $[r_a, r_b]$ 均分为 70 份, 微环间距 $\Delta r_j = 0.05\text{mm}$, ($j=1, 2, 3, \dots, 70$), 半径 r_j 处微环的内园半径 $r_{a,j} = r_j$, 外园半径 $r_{b,j} = r_{a,j} + \Delta r_j = r_{j+1}$, ($j=1, 2, \dots, 70$), 确定在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{prj} , 即:

$$k_{prj} = \frac{p(r_j)}{p_0} = \left[1 - \frac{(r_j-5)^2}{(8.5-5)^2} \right];$$

计算得到的微环压力比例系数 k_{prj} , 如图 5 所示;

(2) 确定减振器阀片最大应力系数 $G_{\sigma_{\max}}$:

根据减振器阀片的内园半径 $r_a=5.0\text{mm}$, 外园半径 $r_b=8.5\text{mm}$, 弹性模量 $E=2.0 \times 10^{11}\text{Pa}$ 和泊松比 $\mu=0.3$, 在半径 r_j 处微环 Δr_j ($j=1, 2, \dots, 70$) 的内园半径 $r_{a,j} = r_j$, 外园半径 $r_{b,j} = r_{a,j} + \Delta r_j = r_{j+1}$, 步骤 (1) 中的微环压力比例系数 k_{prj} , 确定减振器阀片的最大应力系数 $G_{\sigma_{\max}}$, 即:

$$G_{\sigma_{\max}} = \sqrt{K_w^2 + K_{\nu_0}^2 - K_w K_{\nu_0}} = 20.658\text{mm}^2,$$

$$\text{式中, } K_w = \sum_{j=1}^{N-1} \frac{(r_a G_{\nu_j} + \mu G_{\nu_j}')}{2(1-\mu^2)r_a} k_{prj} = 23.242\text{mm}^2, \quad K_{\nu_0} = \sum_{j=1}^{70} \frac{(r_a \mu G_{\nu_j} + G_{\nu_j}')}{2(1-\mu^2)r_a} k_{prj}$$

$= 6.9727\text{mm}^2$;

其中, G_{σ_j} 和 G_{σ_j}'' 与实施例一中的相同;

(3) 减振器阀片最大应力 σ_{\max} 计算:

根据阀片的厚度 $h=0.3\text{mm}$, 最大非均布压力 $p_0=3.0\text{MPa}$, 及步骤(2)中的最大应力强度系数 $G_{\sigma_{\max}}$, 对减振器阀片最大应力 σ_{\max} 进行计算, 即:

$$\sigma_{\max} = G_{\sigma_{\max}} \frac{p_0}{h^2} = 688.61\text{MPa};$$

根据减振器阀片的内圆半径 $r_a = 5.0\text{mm}$, 外圆半径 $r_b = 8.5\text{mm}$, 厚度 $h = 0.3\text{mm}$, 弹性模量 $E = 200\text{GPa}$, 泊松比 $\mu = 0.3$, 利用 ANSYS 建立仿真模型, 网格划分单位为 0.1mm , 在半径 $[5.0, 8.5]\text{mm}$ 区段上施加二次非均布压力 $p(r) = 3 \left[1 - \frac{(r-5)^2}{(8.5-5)^2} \right]$ MPa, 仿真所得到的减振器阀片应力云图, 如图 6 所示; 可知, ANSYS 仿真所得到的减振器阀片在非均布压力下的最大应力为 670MPa , 与用该方法计算得到的 688.61 之间的偏差为 18.61MPa , 相对偏差仅为 2.70% , 表明该减振器阀片在任意非均布压力下最大应力的计算方法是正确的;

(4) 减振器阀片应力强度校核:

根据减振器阀片的许用应力 $[\sigma] = 2000\text{MPa}$, 及步骤(3)中的 $\sigma_{\max} = 688.61\text{MPa}$, 可知 $\sigma_{\max} < [\sigma]$, 即减振器阀片能够满足应力强度要求。

[0013] 实施例三: 某减振器阀片的结构参数、材料特性参数与实施例一的相同, 即厚度 $h=0.3\text{mm}$, 内园半径 $r_a = 5.0\text{mm}$, 外园半径 $r_b = 8.5\text{mm}$, 弹性模量 $E=2.0 \times 10^{11}\text{Pa}$, 泊松比 $\mu = 0.3$, 最大许用应力 $[\sigma] = 2000\text{MPa}$, 在 $[r_a, r_b]$ 范围内施加正弦非均布压力 $p(r) = 3 + 0.5 \sin\left(\frac{2\pi}{7}r - \frac{10\pi}{7}\right)$ MPa, 对该减振器阀片的应力强度进行校核。

[0014] 采用实施例一的校核步骤, 即:

(1) 确定阀片在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{pj} :

根据非均布压力 $p(r) = 3 + 0.5 \sin\left(\frac{2\pi}{7}r - \frac{10\pi}{7}\right)$ MPa 及其最大值为 $p_0=3.5\text{MPa}$, 减振器阀片的内圆半径 $r_a = 5.0\text{mm}$, 外园半径 $r_b = 8.5\text{mm}$, 将半径区间 $[r_a, r_b]$ 均分为 70 份, 微环间距 $\Delta r_j = 0.05\text{mm}$, ($j=1, 2, 3, \dots, 70$), 半径 r_j 处微环的内圆半径 $r_{aj} = r_j$, 外圆半径 $r_{bj} = r_{aj} + \Delta r_j = r_{j+1}$, ($j=1, 2, \dots, 70$), 确定阀片在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{pj} , 即:

$$k_{pj} = \frac{p(r_j)}{p_0} = \frac{3}{3.5} + \frac{0.5}{3.5} \sin\left(\frac{2\pi}{7}r_j - \frac{10\pi}{7}\right);$$

计算得到的微环压力比例系数 k_{pj} , 如图 7 所示;

(2) 确定减振器阀片最大应力系数 $G_{\sigma_{\max}}$:

根据减振器阀片的内园半径 $r_a = 5.0\text{mm}$, 外园半径 $r_b = 8.5\text{mm}$, 弹性模量 $E=2.0 \times 10^{11}\text{Pa}$

和泊松比 $\mu = 0.3$, 在半径 r_j 处微环 Δr_j ($j=1, 2, \dots, 70$) 的内圆半径 $r_{vj} = r_j$, 外圆半径 $r_{vj} = r_{vj} + \Delta r_j = r_{j+1}$, 步骤(1)中的微环压力比例系数 k_{pj} , 确定减振器阀片的最大应力系数 $G_{\sigma_{\max}}$, 即:

$$G_{\sigma_{\max}} = \sqrt{K_{av}^2 + K_{ab}^2 - K_{av} K_{ab}} = 40.183 \text{mm}^2,$$

$$\text{式中, } K_{av} = \sum_{j=1}^{N-1} \frac{(r_j G_{vj} + \mu G'_{vj})}{2(1-\mu^2)r_{vj}} k_{pj} = 45.21 \text{mm}^2, \quad K_{ab} = \sum_{j=1}^{70} \frac{(r_j \mu G_{vj} + G'_{vj})}{2(1-\mu^2)r_{vj}} k_{pj} = 13.563 \text{mm}^2;$$

其中, G_{vj} 和 G'_{vj} 与实施例一中的相同;

(3) 减振器阀片最大应力 σ_{\max} 计算:

根据阀片的厚度 $h=0.3\text{mm}$, 最大非均布压力 $p_0=3.5\text{MPa}$, 及步骤(2)中的最大应力强度系数 $G_{\sigma_{\max}} = 40.183 \text{mm}^2$, 对减振器阀片最大应力 σ_{\max} 进行计算, 即:

$$\sigma_{\max} = G_{\sigma_{\max}} \frac{p_0}{h^2} = 1562.7 \text{MPa};$$

根据减振器阀片的内圆半径 $r_a = 5.0\text{mm}$, 外圆半径 $r_b = 8.5\text{mm}$, 厚度 $h = 0.3\text{mm}$, 弹性模量 $E = 200\text{GPa}$, 泊松比 $\mu = 0.3$, 利用 ANSYS 建立仿真模型, 网格划分单位为 0.1mm , 在半径 $[5.0, 8.5]\text{mm}$ 区段上施加正弦非均布压力 $p(r) = 3 + 0.5 \sin(\frac{2\pi}{7}r - \frac{10\pi}{7})$ MPa, 仿真所得到的减振器阀片应力云图, 如图 8 所示; 可知, ANSYS 仿真所得到的减振器阀片在非均布压力下的最大应力为 1550MPa , 与用该方法计算得到的 1562.7MPa 之间的偏差为 12.7MPa , 相对偏差仅为 0.81% , 表明该减振器阀片在任意非均布压力下最大应力的计算方法是正确的;

(4) 减振器阀片应力强度校核:

根据减振器阀片的许用应力 $[\sigma] = 2000\text{MPa}$, 及步骤(3)中的 $\sigma_{\max} = 1562.7\text{MPa}$, 可知 $\sigma_{\max} < [\sigma]$, 即减振器阀片能够满足应力强度要求。

[0015] 实施例四: 某减振器阀片的材料特性参数与实施例一的相同, 即内圆半径 $r_a = 5.0\text{mm}$, 外圆半径 $r_b = 10.0\text{mm}$, 厚度 $h=0.25\text{mm}$, 弹性模量 $E=2.0 \times 10^{11}\text{Pa}$, 泊松比 $\mu = 0.3$, 最大许用应力 $[\sigma] = 2000\text{MPa}$, 在 $[r_a, r_b]$ 范围内施加正弦非均布压力 $p(r) = 3 + 0.5 \sin(4\pi r - 5\pi)$ MPa, 对该减振器阀片的应力强度进行校核。

[0016] 采用实施例一的校核步骤, 即:

(1) 确定阀片在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{pj} :

根据非均布压力 $p(r) = 3 + 0.5 \sin(4\pi r - 5\pi)$ MPa 及其最大值为 $p_0=3.5\text{MPa}$, 减振器阀片的内圆半径 $r_a = 5.0\text{mm}$, 外圆半径 $r_b = 10.0\text{mm}$, 将半径区间 $[r_a, r_b]$ 均分为 100 份, 微环间距 $\Delta r_j = 0.05\text{mm}$, ($j=1, 2, 3, \dots, 100$), 在半径 r_j 处微环的内圆半径 $r_{vj} = r_j$, 外圆半径 $r_{vj} = r_{vj} + \Delta r_j = r_{j+1}$, ($j=1, 2, \dots, 100$), 确定阀片在半径 r_j 处的微环压力比例系数 k_{pj} , 即:

$$k_{prj} = \frac{p(r_j)}{p_0} = \frac{3}{3.5} + \frac{0.5}{3.5} \sin(4\pi r_j - 5\pi) ;$$

计算得到的微环压力比例系数 k_{prj} , 如图 9 所示;

(2) 确定减振器阀片最大应力系数 $G_{\sigma_{\max}}$:

根据减振器阀片的内园半径 $r_a = 5.0\text{mm}$, 外园半径 $r_b = 10.0\text{mm}$, 弹性模量 $E = 2.0 \times 10^{11}\text{Pa}$ 和泊松比 $\mu = 0.3$, 在半径 r_j 处微环 Δr_j ($j=1, 2, \dots, 100$) 的内园半径 $r_{a,j} = r_j$, 外园半径 $r_{b,j} = r_{a,j} + \Delta r_j = r_{j+1}$, 步骤(1)中的微环压力比例系数 k_{prj} , 确定减振器阀片的最大应力系数 $G_{\sigma_{\max}}$, 即:

$$G_{\sigma_{\max}} = \sqrt{K_w^2 + K_{a\theta}^2 - K_w K_{a\theta}} = 81.263\text{mm}^2 ;$$

$$\text{式中, } K_w = \sum_{j=1}^{N-1} \frac{(r_a G_{a,j} + \mu G_{b,j})}{2(1-\mu^2)r_a} k_{prj} = 91.428\text{mm}^2, \quad K_{a\theta} = \sum_{j=1}^{70} \frac{(r_b \mu G_{a,j} + G_{b,j})}{2(1-\mu^2)r_b} k_{prj} =$$

13.563mm²;

$$G_{a,j} = \frac{A_{1j}}{r_a} + 2A_{2j}r_a \ln r_a + 2A_{2j}r_a + 2A_{3j}r_a, \quad G_{b,j} = -\frac{A_{1j}}{r_b^2} + 2A_{2j} \ln r_b + 4A_{2j} + 2A_{3j};$$

$$A_{1j} = \frac{-r_a^2}{16K} \left[r_b^4(\mu-1) + r_b^4(1-\mu) + 4\ln(r_b)r_b^2r_b^2(\mu+1) - 4\ln(r_b)r_b^2r_b^2(\mu+1) \right. \\ \left. + 4\ln(r_a)r_b^2r_b^2(\mu+1) - 4\ln(r_a)r_b^2r_b^2(\mu+1) \right];$$

$$A_{2j} = -\frac{(r_b^2 - r_a^2)}{8D};$$

$$A_{3j} = \frac{1}{32K} \left[2r_b^2r_b^2(1+\mu) + 2r_a^2r_b^2(1-\mu) + 4\ln(r_b)r_b^2r_b^2(1+\mu) - 2r_b^2r_b^2(\mu+1) \right. \\ \left. + 4r_a^2r_b^2\ln(r_a)(\mu-1) + 2r_a^2r_b^2(\mu-1) - 4\ln(r_b)r_b^2r_b^2(\mu+1) - r_b^4(\mu-1) \right. \\ \left. - 4r_a^2r_b^2\ln(r_a) - r_b^4(1-\mu) \right];$$

(3) 减振器阀片最大应力 σ_{\max} 计算:

根据阀片的厚度 $h = 0.25\text{mm}$, 最大非均布压力 $p_0 = 3.5\text{MPa}$, 及步骤(2)中的最大应力强度系数 $G_{\sigma_{\max}} = 81.263\text{mm}^2$, 对阀片最大应力 σ_{\max} 进行计算, 即:

$$\sigma_{\max} = G_{\sigma_{\max}} \frac{p_0}{h^2} = 4550.7\text{MPa};$$

根据减振器阀片的内园半径 $r_a = 5.0\text{mm}$, 外园半径 $r_b = 10.0\text{mm}$, 厚度 $h = 0.25\text{mm}$, 弹性模量 $E = 2.0 \times 10^{11}\text{Pa}$, 泊松比 $\mu = 0.3$, 利用 ANSYS 建立仿真模型, 网格划分单位为 0.1mm , 在半径 $[5.0, 10]\text{mm}$ 区段上施加正弦非均布压力 $p(r) = 3 + 0.5\sin(4\pi r - 5\pi)$ MPa, 仿真所得到的减振

器阀片应力云图,如图 10 所示;可知,ANSYS 仿真所得到的减振器阀片在非均布压力下的最大应力为 4420MPa,与用该方法计算得到的 4550.7MPa 之间的偏差为 130.7MPa,相对偏差仅为 2.87%,表明该减振器阀片在任意非均布压力下最大应力的计算方法是正确的;

(4) 减振器阀片应力强度校核:

根据减振器阀片的许用应力 $[\sigma] = 2000\text{MPa}$, 及步骤 (3) 中的 $\sigma_{\max} = 4550.7\text{MPa}$, 可知 $\sigma_{\max} > [\sigma]$, 即减振器阀片不能够满足应力强度要求。

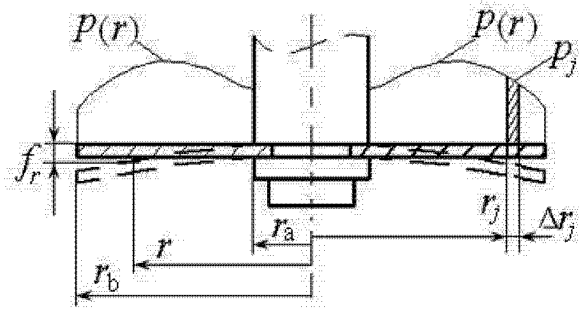


图 1

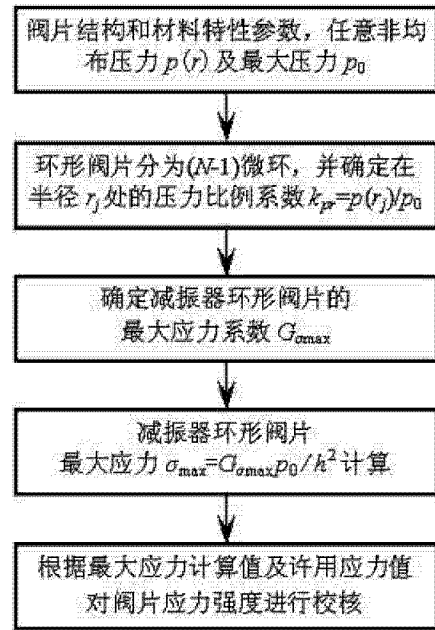


图 2

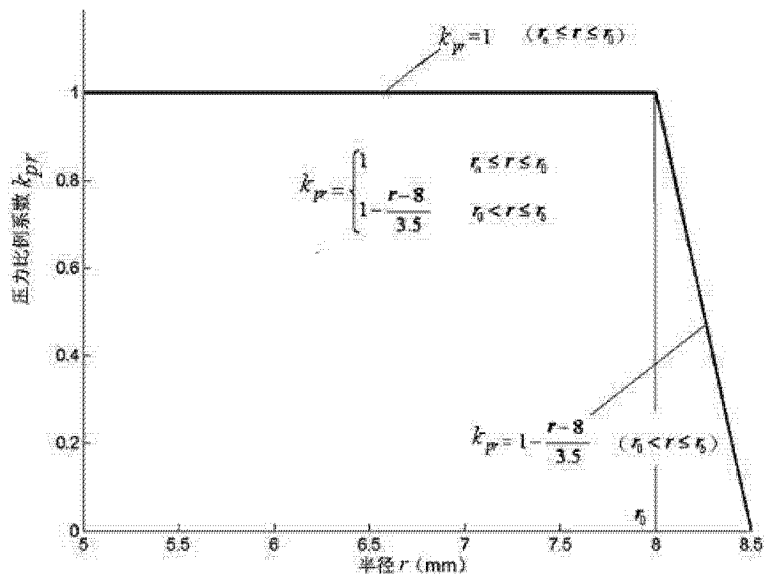


图 3

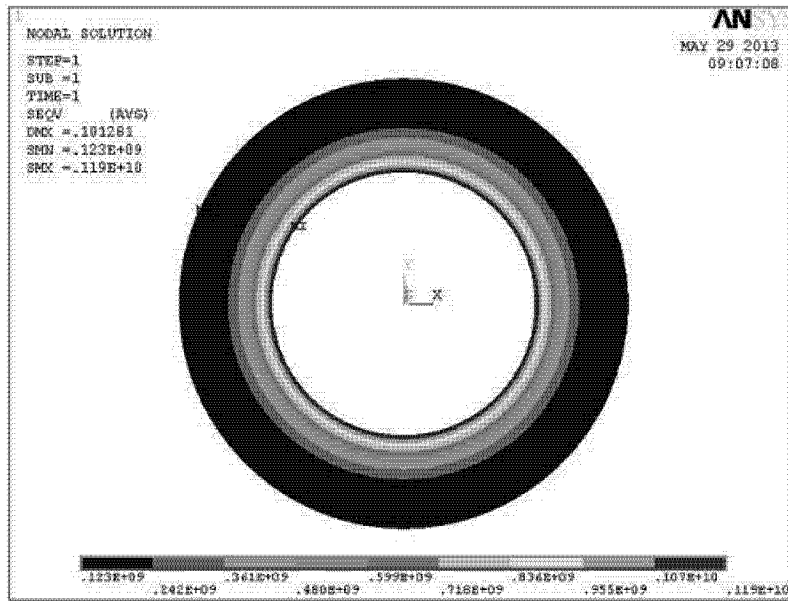


图 4

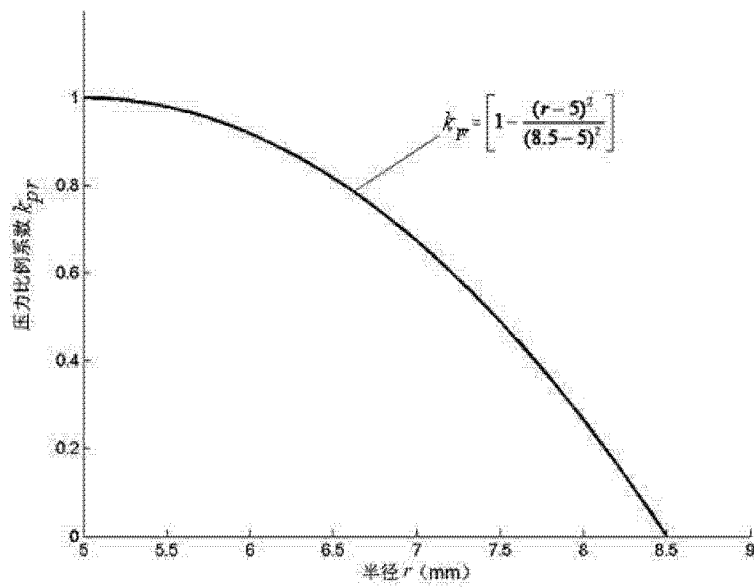


图 5

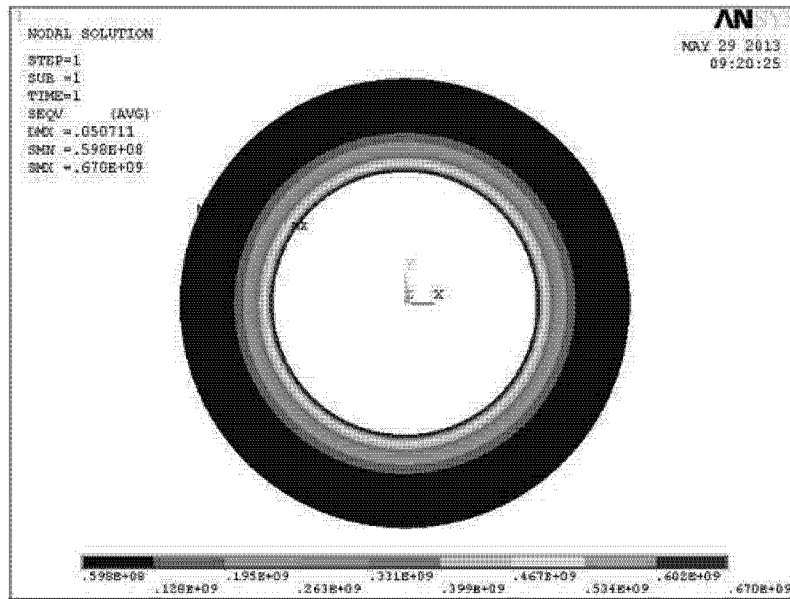


图 6

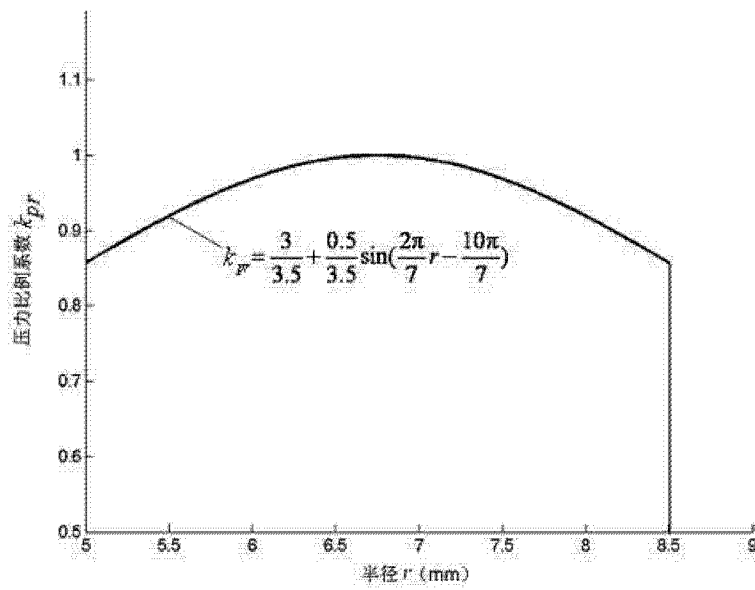


图 7

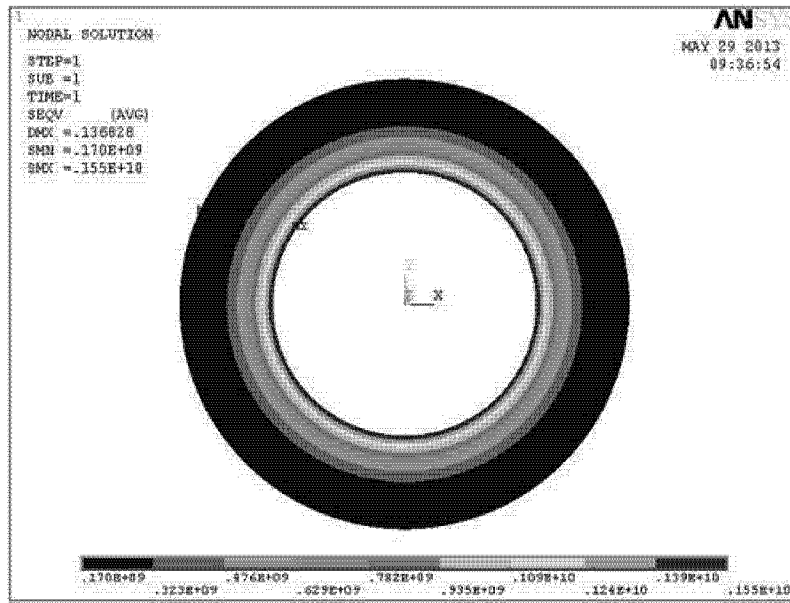


图 8

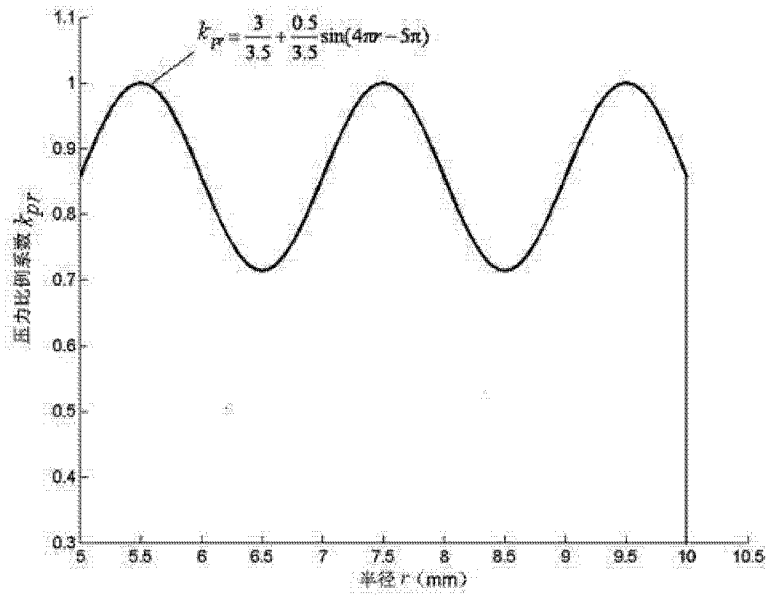


图 9

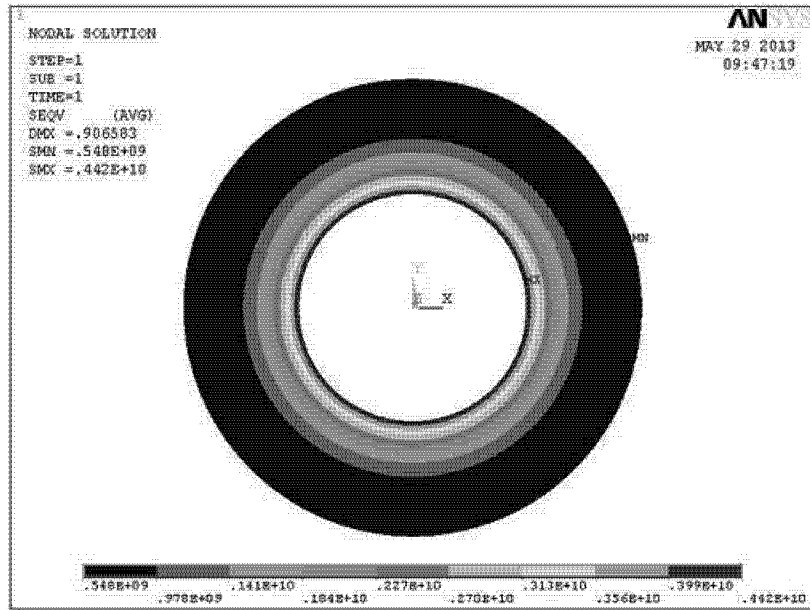


图 10