研究报告

汽车零部件的可靠性稳健优化设计——理论部分*

张义民[1]，贺向东[1]，刘巧伶[1]，闻邦椿[2]
（1. 吉林大学南岭校区机械科学与工程学院，长春 130025；
2. 东北大学机械工程与自动化学院，沈阳 110004）

[摘要] 将可靠性优化设计理论与可靠性灵敏度分析方法相结合，讨论了汽车零部件的可靠性稳健优化设计问题，提出了可靠性稳健优化设计的计算方法。把可靠性灵敏度融入可靠性优化设计模型之中，将可靠性稳健优化设计归结为满足可靠性要求的多目标优化问题。

[关键词] 汽车零部件；可靠性灵敏度；多目标优化；稳健设计；理论
[中图分类号] U463.01；TH122 [文献标识码] A [文章编号] 1009－1742（2004）03－0075－05

1 引言

近年来，在机械设计领域出现了不少现代设计方法，可靠性（优化）设计[1~6]、可靠性灵敏度设计[7~10]和稳健设计[11~13]在理论上和方法上都达到了一定的水平，并在应用中取得了一定的经济效益。机械产品可靠性优化设计是在可靠性基础上进行优化设计，即把机械产品的可靠度要求，或者结合在优化问题的约束内，或者结合到优化问题的目标函数内，运用优化方法，得出机械产品参数的最优解。机械产品可靠性灵敏度设计，是在可靠性基础上进行机械产品的灵敏度设计，得到一个用以确定设计参数的改变对机械产品可靠性影响的计算方法，以充分反映各设计参数对机械产品失效影响的不同程度，即敏感性。机械产品稳健设计，是关于产品质量和成本的一种工程设计方法，使所设计的机械产品具有对设计参数变化的不敏感，即具有稳健性，它的基本思想是当设计参数发生微小的变差时，在制造或使用中都能保证产品质量的稳健性。事实上，若某设计参数对机械产品可靠性有较大的影响，其可靠性灵敏度的数量值就大，即愈敏感；反之，如果某设计参数对机械产品可靠性的影响不显著，其可靠性灵敏度的数量值就小，即愈稳健。笔者结合可靠性优化设计、可靠性灵敏度设计和稳健设计，提出了机械产品可靠性稳健优化设计的工程设计方法，讨论了机械产品的可靠度对设计参数的变化是否敏感的问题，在基本随机变量的概率特性已知的情况下，可以迅速准确地得到汽车零部件的可靠性稳健优化设计信息。

2 可靠性设计

可靠性设计的一个目标是计算可靠度：

$$R = \int_{g(\boldsymbol{X})>0} f_{\boldsymbol{X}}(\boldsymbol{X})\mathrm{d}\boldsymbol{X}, \tag{1}$$

式中 $f_{\boldsymbol{X}}(\boldsymbol{X})$ 为基本随机参数向量 $\boldsymbol{X} = (X_1\ X_2 \cdots X_n)^{\mathrm{T}}$ 的联合概率密度，这些随机参数代表载荷、零部件的特性等随机量。$g(\boldsymbol{X})$ 为状态函数，可表示零部件的两种状态：

$$\left.\begin{array}{ll} g(\boldsymbol{X}) \leqslant 0 & \text{为失效状态} \\ g(\boldsymbol{X}) > 0 & \text{为安全状态} \end{array}\right\}, \tag{2}$$

这里极限状态方程 $g(\boldsymbol{X}) = 0$ 是一个 n 维曲面，称为极限状态面或失效临界面。

可靠性指标定义为

[收稿日期] 2003－09－17；修回日期 2003－11－01
[基金项目] 国家自然科学基金资助项目（50175043）和吉林省自然科学基金资助项目
[作者简介] 张义民（1958－），男，吉林长春市人，力学博士，机械工程博士后，吉林大学教授，博士生导师
* “汽车零部件（轴）的可靠性稳健优化设计”和“汽车零部件（弹簧）的可靠性稳健优化设计”将在本刊陆续发表

$$\beta=\frac{\mu_g}{\sigma_g}=\frac{E[g(\boldsymbol{X})]}{\sqrt{\mathrm{Var}[g(\boldsymbol{X})]}}, \tag{3}$$

式中 $\mu_g=\bar{g}$ 和 σ_g 分别是状态函数 $g(\boldsymbol{X})$ 的均值与标准差。

这样一方面可以利用可靠性指标直接衡量构件的可靠性，另一方面在基本随机参数向量 $\boldsymbol{X}$ 服从正态分布时，可以用失效点处状态表面的切平面近似地模拟极限状态表面，获得可靠度的一阶估计量

$$R=\Phi(\beta), \tag{4}$$

式中 $\Phi(\cdot)$ 为标准正态分布函数。

3 可靠性灵敏度

机械产品的可靠度对基本随机参数向量 $\boldsymbol{X}=(X_1\ X_2\cdots X_n)^{\mathrm{T}}$ 均值和方差的灵敏度为

$$\frac{\mathrm{d}R}{\mathrm{d}\bar{\boldsymbol{X}}^{\mathrm{T}}}=\frac{\partial R}{\partial\beta}\frac{\partial\beta}{\partial\mu_g}\frac{\partial\mu_g}{\partial\bar{\boldsymbol{X}}^{\mathrm{T}}}, \tag{5}$$

$$\frac{\mathrm{d}R}{\mathrm{dVar}(\boldsymbol{X})}=\frac{\partial R}{\partial\beta}\frac{\partial\beta}{\partial\sigma_g}\frac{\partial\sigma_g}{\partial\mathrm{Var}(\boldsymbol{X})}, \tag{6}$$

式中 $\frac{\partial R}{\partial\beta}=\varphi(\beta);\frac{\partial\beta}{\partial\mu_g}=\frac{1}{\sigma_g}$;

$$\frac{\partial\mu_g}{\partial\bar{\boldsymbol{X}}^{\mathrm{T}}}=\left[\frac{\partial\bar{g}}{\partial X_1}\frac{\partial\bar{g}}{\partial X_2}\cdots\frac{\partial\bar{g}}{\partial X_n}\right];\frac{\partial\beta}{\partial\sigma_g}=-\frac{\mu_g}{\sigma_g^2};$$

$$\frac{\partial\sigma_g}{\partial\mathrm{Var}(\boldsymbol{X})}=\frac{1}{2\sigma_g}\left[\frac{\partial\bar{g}}{\partial\boldsymbol{X}}\otimes\frac{\partial\bar{g}}{\partial\boldsymbol{X}}\right], \tag{7}$$

把已知条件和可靠性计算结果代入式 (5) 和式(6)，可获得可靠性灵敏度 $\mathrm{d}R/\mathrm{d}\bar{\boldsymbol{X}}^{\mathrm{T}}$ 和 $\mathrm{d}R/\mathrm{dVar}(\boldsymbol{X})$。

4 可靠性稳健优化设计

机械产品可靠性稳健优化设计的基本思想是：在可靠性优化设计模型的基础上，把可靠性灵敏度加到目标函数中，将可靠性稳健优化设计归结为满足可靠性要求的多目标优化问题。

可靠性稳健优化设计问题可以用如下的数学模型表示：

$$\left.\begin{array}{ll}\min & f(X)=\sum_{k=1}^{n}w_k f_k(\bar{\boldsymbol{X}})\\ \text{s.t.} & \bar{g}-\Phi^{-1}(R_0)\sigma_g\geqslant 0\\ & p_i(\bar{\boldsymbol{X}})\geqslant 0,(i=1,\cdots,l)\\ & q_j(\bar{\boldsymbol{X}})=0,(j=1,\cdots,m)\end{array}\right\}, \tag{8}$$

式中 w_k 为分目标函数 $f_k(\bar{\boldsymbol{X}})$ 的加权因子，$w_k\geqslant 0$，其值决定于各目标函数的数量级及重要程度，笔者采用加权组合法中的像集法来确定加权因子 w_k，即

$$\left.\begin{array}{l} w_1=\dfrac{f_k(X^{*1})-f_k(X^{*k})}{[f_1(X^{*k})-f_1(X^{*1})]+[f_2(X^{*(k-1)})-f_2(X^{*2})]+\cdots+[f_2(X^{*1})-f_k(X^{*k})]}\\ w_2=\dfrac{f_{k-1}(X^{*2})-f_{k-1}(X^{*(k-1)})}{[f_1(X^{*k})-f_1(X^{*1})]+[f_2(X^{*(k-1)})-f_2(X^{*2})]+\cdots+[f_2(X^{*1})-f_k(X^{*k})]}\\ \vdots\\ w_k=\dfrac{f_1(X^{*k})-f_1(X^{*1})}{[f_1(X^{*k})-f_1(X^{*1})]+[f_2(X^{*(k-1)})-f_2(X^{*2})]+\cdots+[f_2(X^{*1})-f_k(X^{*k})]}\end{array}\right\}, \tag{9}$$

笔者取两个分目标函数：$f_1(\bar{\boldsymbol{X}})$ 为机械产品的面积或体积；$f_2(\bar{\boldsymbol{X}})$ 为机械产品的可靠度对设计参数向量 $\boldsymbol{X}=(X_1\ X_2\cdots X_n)^{\mathrm{T}}$ 均值的灵敏度的二次方和再开方。R_0 为给定应满足要求的可靠度，$p_i(\bar{\boldsymbol{X}})$，$q_j(\bar{\boldsymbol{X}})$ 分别为不等式和等式约束。

5 数值算例

5.1 螺栓的可靠性稳健优化设计

5.1.1 螺栓的力学模型　螺栓联接是紧固件的可靠性设计之一。圆形螺栓的工作应力为

$$\sigma=\frac{4p}{N\pi d^2}, \tag{10}$$

式中 p 为螺栓承受的剪切载荷；d 为螺栓截面的直径；N 为剪切面数。

根据应力—强度干涉理论，以应力极限状态表示的状态函数为

$$g(\boldsymbol{X})=r-\sigma, \tag{11}$$

式中 r 为螺栓的许用剪切强度，基本随机变量向量 $\boldsymbol{X}=(r\ p\ d)^{\mathrm{T}}$，这里 $\boldsymbol{X}$ 的均值 $\mathrm{E}(\boldsymbol{X})$ 和方差 $\mathrm{Var}(\boldsymbol{X})$ 是已知的，并且可以认为这些随机变量是服从正态分布的、相互独立的。

把状态函数 $g(\boldsymbol{X})$ 对基本随机变量向量 $\boldsymbol{X}$ 求偏导数，有

$$\frac{\partial g}{\partial\boldsymbol{X}^{\mathrm{T}}}=\left[\frac{\partial g}{\partial r}\frac{\partial g}{\partial p}\frac{\partial g}{\partial d}\right]。 \tag{12}$$

根据可靠性稳健优化设计方法，把以上各式和已知条件代入相应的计算公式，即可对螺栓进行可靠性稳健优化设计。

5.1.2 计算实例　某螺栓承受剪切载荷 p 为

$(\mu_p, \sigma_p) = (24, 1.44)$ kN，材料的强度 r 为 $(\mu_r, \sigma_r) = (143.3, 11.5)$ MPa，剪切面数 $N = 2$。设所要求的可靠度 $R_0 = 0.999$，试用可靠性稳健优化方法设计此螺栓的直径 d。

首先，建立目标函数：

1) 要求螺栓的质量最小，即求截面 A 的面积为最小 $f_1(x)$：

$$f_1(x) = \frac{\pi}{4} x_1^2; \tag{13}$$

2) 要求螺栓的可靠度对设计变量 $x = x_1$ 均值的灵敏度为最小 $f_2(x)$：

$$f_2(x) = \left| \frac{\partial R}{\partial x_1} \right|, \tag{14}$$

取设计变量为 $x = x_1 = d$，其中 d 为螺栓直径。

第二，建立约束条件：约束条件为

$$\bar{g} - \Phi^{-1}(R_0)\sigma_g \geqslant 0。 \tag{15}$$

第三，优化求解：笔者选用约束随机方向法进行优化设计，选取初值为 $d = 15$ mm，对螺栓进行可靠性稳健优化设计，根据给出的数据，求得螺栓设计的直径为 $d = 13.116$ mm。

依据此可靠性稳健优化设计的结果，计算得该螺栓的可靠性指标、可靠度和可靠性灵敏度分别为

$$\beta = 4.247\,215,\ R = 0.999\,989,$$

$$\mathrm{d}R/\mathrm{d}\bar{x} = \frac{\partial R}{\partial \bar{d}} = 5.173 \times 10^{-5},$$

螺栓的可靠性指标 β 和可靠度 $R = \Phi(\beta)$ 愈大，R 随 β 变化曲线愈平缓，其可靠性灵敏度的数量值愈小，即斜率愈低，说明设计参数的变化对螺栓可靠性的影响愈不敏感，即愈稳健。

5.2 拉杆的可靠性稳健优化设计

5.2.1 拉杆的力学模型　拉杆是一种承受拉压载荷作用的零部件（图 1），按其截面可分为圆形和管形等几种。圆形拉杆应用最广，管形拉杆可以合理地利用材料。

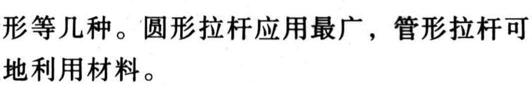

图 1　拉杆结构

Fig.1　Structure of tension bar

圆形直拉杆的拉应力为

$$\sigma = \frac{4Q}{\pi(d_1^2 - d_0^2)}, \tag{16}$$

式中 Q 为拉杆承受的载荷；d_0 为管形截面的内径；d_1 为管形截面的外径。

根据应力—强度干涉理论，以应力极限状态表示的状态方程为

$$g(\boldsymbol{X}) = r - \frac{4Q}{\pi(d_1^2 - d_0^2)}, \tag{17}$$

式中 r 为拉杆的材料强度，基本随机变量向量 $\boldsymbol{X} = (r\ Q\ d_1\ d_0)^{\mathrm{T}}$，这里 $\boldsymbol{X}$ 的均值 $\mathrm{E}(\boldsymbol{X})$ 和方差 $\mathrm{Var}(\boldsymbol{X})$ 是已知的，并且可以认为这些随机变量是服从正态分布的、相互独立的，而拉杆截面的内径和外径是相关的随机变量，相关系数为 ρ。

把状态函数 $g(\boldsymbol{X})$ 对基本随机参数向量 $\boldsymbol{X}$ 求偏导数，有

$$\frac{\partial g(\bar{\boldsymbol{X}})}{\partial \boldsymbol{X}^{\mathrm{T}}} = \left[\frac{\partial g}{\partial r}\ \frac{\partial g}{\partial Q}\ \frac{\partial g}{\partial d_1}\ \frac{\partial g}{\partial d_0} \right]。 \tag{18}$$

根据可靠性稳健优化设计方法，把以上各式和已知条件代入相应的计算公式，即可对拉杆进行可靠性稳健优化设计。

5.2.2 计算实例　某中吨位货车转向直拉杆是受拉压载荷作用的管形截面构件，承受载荷 Q 为 $(\mu_Q, \sigma_Q) = (170, 2.6)$ kN，材料的拉伸强度值 r 为 $(\mu_r, \sigma_r) = (400, 11)$ MPa。可以认为载荷、强度和截面直径分别独立服从正态分布，内、外径是相关的随机变量，设相关系数为 $\rho = 0.70$，所要求的可靠度 $R_0 = 0.999$，试用可靠性稳健优化方法设计此拉杆的内径 d_0 和外径 d_1。

首先，建立目标函数：

1) 要求拉杆的质量最小，即求截面 A 的面积为最小 $f_1(x)$：

$$f_1(x) = \frac{\pi}{4}(x_2^2 - x_1^2); \tag{19}$$

2) 要求拉杆的可靠度对设计变量 $\boldsymbol{x} = [x_1\ x_2]^{\mathrm{T}}$ 均值的灵敏度为最小 $f_2(x)$：

$$f_2(x) = \sqrt{\sum_{i=1}^{2} \left(\frac{\partial R}{\partial x_i} \right)^2}, \tag{20}$$

取设计变量为 $\boldsymbol{x} = [x_1\ x_2]^{\mathrm{T}} = [d_0\ d_1]^{\mathrm{T}}$，其中 d_0 和 d_1 分别为拉杆的内径和外径。

第二，建立约束条件：约束条件为

$$\bar{g} - \Phi^{-1}(R_0)\sigma_g \geqslant 0, x_2 - x_1 \geqslant 0。 \tag{21}$$

第三，优化求解：笔者选用约束随机方向法进行优化设计，选取初值为 $d_0 = 30$ mm，$d_1 = 40$ mm，对拉杆进行可靠性稳健优化设计，根据给出的数据，求得拉杆设计处的最大内径和最小外径为 $d_0 = 20.001\,1$ mm，$d_1 = 31.989$ mm。

依据此可靠性稳健优化设计的结果，计算得该拉杆的可靠性指标、可靠度和可靠性灵敏度分别为

$$\beta = 4.055\,630,\ R = 0.999\,975,$$

$$\mathrm{d}R/\mathrm{d}\bar{\boldsymbol{x}}^{\mathrm{T}} = \left[\frac{\partial R}{\partial \bar{d}_1}\ \frac{\partial R}{\partial \bar{d}_0}\right] = \begin{bmatrix} 2.934\times 10^{-4} \\ -1.835\times 10^{-4}\end{bmatrix}^{\mathrm{T}},$$

拉杆的可靠性指标 β 和可靠度 $R = \Phi(\beta)$ 愈大，R 随 β 变化曲线愈平缓，其可靠性灵敏度的数量值愈小，即斜率愈低，说明设计参数的变化对拉杆的可靠性影响愈不敏感，即愈稳健。

5.3 连杆的可靠性稳健优化设计

5.3.1 连杆的力学模型 对汽车连杆进行失效分析后，确定连杆的失效模式为杆部拉伸断裂和压杆稳定。

工字钢截面连杆杆部拉伸断裂的拉伸应力为

$$\sigma = \frac{P}{a(h-2t)+2bt}, \tag{22}$$

式中 P 为拉力的最大值；b 为连杆截面的宽度；h 为连杆截面的厚度；其他尺寸如图2所示。

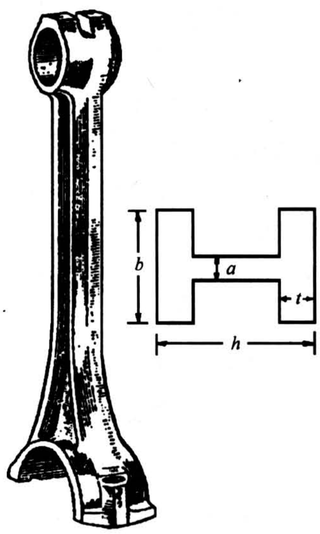

图2 连杆结构

Fig.2 Structure of connecting rod

连杆稳定问题属于应力超过材料比例极限时的失稳问题，工程中对这类压杆的计算，一般采用如下经验公式。连杆稳定的临界应力为

$$\sigma_{ci} = m - n\lambda, \tag{23}$$

式中 m，n 是与材料性质有关的常数；$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \mu l\sqrt{\frac{A}{I}}$ 为柔度，其中 μ 为长度系数，l 为连杆长度，A 为连杆截面面积，I 为连杆截面的惯性矩。

根据应力—强度干涉理论，以应力极限状态表示的状态方程为

$$g(\boldsymbol{X}) = r - \sigma, \tag{24}$$

式中 r 为连杆的材料强度；基本随机变量向量 $\boldsymbol{X} = (r\ P\ a\ t\ h\ b)^{\mathrm{T}}$，这里 $\boldsymbol{X}$ 的均值 $\mathrm{E}(\boldsymbol{X})$ 和方差 $\mathrm{Var}(\boldsymbol{X})$ 是已知的，并且可以认为这些随机变量是服从正态分布的、相互独立的。

把状态函数 $g(\boldsymbol{X})$ 对基本随机参数向量 $\boldsymbol{X}$ 求偏导数，有

$$\frac{\partial g}{\partial \boldsymbol{X}^{\mathrm{T}}} = \left[\frac{\partial g}{\partial r}\ \frac{\partial g}{\partial P}\ \frac{\partial g}{\partial a}\ \frac{\partial g}{\partial t}\ \frac{\partial g}{\partial h}\ \frac{\partial g}{\partial b}\right]。 \tag{25}$$

根据可靠性稳健优化设计方法，把以上各式和已知条件代入相应的计算公式，即可对连杆进行可靠性稳健优化设计。

5.3.2 数值算例 某机车工型连杆的拉压最大载荷 P 为 $(\mu_P, \sigma_P) = (4.67\times 10^5,\ 3.11\times 10^4)$ N，其杆身长度的公差按 IT6 考虑，由此可得此机车杆身长度 l 为 $(\mu_l, \sigma_l) = (3\,100.0,\ 14.98)$ mm，材料强度 r 为 $(\mu_r, \sigma_r) = (235,\ 12.92)$ MPa，设所要求的可靠度 $R_0 = 0.999$，试用可靠性稳健优化方法设计此工型连杆的几何尺寸 a，t，h，b。

首先，建立目标函数：

1）要求连杆的质量最小，即求截面 A 的面积为最小 $f_1(x)$：

$$f_1(x) = x_1(x_3 - 2x_2) + 2x_4x_2; \tag{26}$$

2）要求连杆的可靠度对设计变量 $\boldsymbol{x} = [x_1\ x_2\ x_3\ x_4]^{\mathrm{T}}$ 均值的灵敏度为最小 $f_2(x)$：

$$f_2(x) = \sqrt{\sum_{i=1}^{4}\left(\frac{\partial R}{\partial x_i}\right)^2}, \tag{27}$$

取设计变量为 $\boldsymbol{x} = [x_1\ x_2\ x_3\ x_4]^{\mathrm{T}} = [a\ t\ h\ b]^{\mathrm{T}}$，其中 a，t，h，b 为连杆的几何尺寸。

第二，建立约束条件：

1）连杆可靠性约束为

$$\bar{g} - \Phi^{-1}(R_0)\sigma_g \geqslant 0; \tag{28}$$

2）连杆稳定性约束为

$$\sigma_{ci} - \frac{P}{A} \geqslant 0; \tag{29}$$

3）几何尺寸约束为

$$x_1 \geqslant 8.0,\ x_2 - x_1 \geqslant 3.0,\ x_3 - 2x_2 \geqslant 0,$$

$$1.4 \leqslant \frac{x_3}{x_4} \leqslant 1.8。 \tag{30}$$

第三，优化求解：笔者选用约束随机方向法进行优化设计，选取初值为 $a = 14$ mm，$t = 27.5$ mm，$h = 140$ mm，$b = 96$ mm，对连杆进行可靠性

稳健优化设计，根据给出的数据，求得连杆设计处的几何尺寸 a，t，h，b 为 $a = 9.275\ 1$ mm，$t = 13.542\ 7$ mm，$h = 129.055\ 7$ mm，$b = 71.697\ 6$ mm。

依据此可靠性稳健优化设计的结果，计算得该连杆的可靠性指标、可靠度和可靠性灵敏度分别为

$$\beta = 4.351\ 443,\ R = 0.999\ 993,$$

$$\mathrm{d}R/\mathrm{d}\bar{\boldsymbol{X}}^{\mathrm{T}} = \left[\frac{\partial R}{\partial \bar{a}}\ \frac{\partial R}{\partial \bar{t}}\ \frac{\partial R}{\partial \bar{h}}\ \frac{\partial R}{\partial \bar{b}}\right] = \begin{bmatrix} 1.046 \times 10^{-5} \\ 1.281 \times 10^{-5} \\ 9.514 \times 10^{-7} \\ 2.778 \times 10^{-6} \end{bmatrix}^{\mathrm{T}},$$

连杆的可靠性指标 β 和可靠度 $R = \Phi(\beta)$ 愈大，R 随 β 变化曲线愈平缓，其可靠性灵敏度的数量值愈小，即斜率愈低，说明设计参数的变化对连杆的可靠性影响愈不敏感，即愈稳健。

6　结语

笔者所阐述的方法很好地解决了汽车零部件的可靠性稳健优化设计问题。应用该方法对汽车零部件进行可靠性稳健优化设计，可提高设计水平，降低成本，为稳定汽车零部件的可靠性水平提供了理论依据。该方法是对机械行业产品进行可靠性稳健优化设计的通用的、实用的和有效的方法。

参考文献

[1] 牟致忠. 可靠性设计 [M]. 北京：机械工业出版社，1993

[2] 刘善维. 机械零件的可靠性优化设计 [M]. 北京：中国科学技术出版社，1993

[3] 张义民. 汽车零部件可靠性设计 [M]. 北京：北京理工大学出版社，2000

[4] 张义民，林　逸. 汽车零件可靠性设计的二阶矩法 [J]. 汽车工程，1993，15(6)：345～349

[5] 张义民，贺向东，闻邦椿. 螺旋管簧的可靠性优化设计 [J]. 中国工程科学，2002，4(5)：71～74

[6] Zhang Y M, Liu Q L. Reliability - based design of automobile components [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D, Journal of Automobile Engineering, 2002, 216(D6): 455～471

[7] 张义民，王　顺，刘巧伶，闻邦椿. 具有相关失效模式的多自由度非线性随机结构振动系统的可靠性分析 [J]. 中国科学(E 辑)，2003，33(9)：1～9

[8] 张义民，刘巧伶，闻邦椿. 单自由度非线性随机参数振动系统的可靠性灵敏度分析 [J]. 固体力学学报，2003，24(1)：61～67

[9] 张义民，刘巧伶，闻邦椿. 非线性随机系统的独立失效模式可靠性灵敏度 [J]. 力学学报，2003，35(1)：117～120

[10] 张义民. 机械零件的可靠性分析的参数灵敏度分析 [J]. 机械强度，2003，25(4)：237～240

[11] 陈立周. 稳健设计 [M]. 北京：机械工业出版社，2000

[12] 余　俊. 现代机械设计方法(中国机械设计大典. 第一卷) [M]. 南昌：江西科学技术出版社，2002

[13] Belagunal A D, Zhang S. Robust mechanical design through minimum sensitivity [J]. Trans of the ASME, J of Mech Design, 1992, 114(6): 213～217

Reliability-based Robust Optimization Design for Automobile Components Part 1: Theory

Zhang Yimin[1], He Xiangdong[1], Liu Qiaoling[1], Wen Bangchun[2]

(1. *College of Mechanical Science and Engineering*, *Nanling Campus*, *Jilin University*, *Changchun* 130025, *China*; 2. *School of Mechanical Engineering and Automation*, *Northeastern University*, *Shenyang* 110004, *China*)

[Abstract] In the paper, based on the reliability-based design theory and the reliability sensitivity analysis method, the reliability-based robust optimization design for automobile components is extensively discussed and a numerical method for reliability-based robust optimization design is presented. The reliability sensitivity is added to the reliability-based optimization design model and the reliability-based robust optimization design is described as a multi-objective optimization.

[Key words] automobile components; reliability sensitivity; multi-objective optimization; robust design; theory