

汽车多片钢板弹簧的可靠性设计

刘巧伶 林 逸

张义民 闻邦椿

[吉林工业大学汽车工程学院, 长春, 130025]

[东北大学]

摘 要: 钢板弹簧是汽车中较为重要的零部件之一。本文中笔者介绍了汽车钢板弹簧的可靠性设计方法, 在基本随机变量的概率特性已知的情况下, 使用二阶矩法对钢板弹簧进行可靠性设计, 并且编制了实用的计算机程序, 可以迅速准确地得到钢板弹簧的可靠性设计信息。

关键词: 钢板弹簧, 二阶矩技术, 可靠性设计

中图分类号: U 463. 334. 1

Reliability Design of Automobile Multi-Leaf Spring

L i u Q i a o l i n g L i n Y i Z h a n g Y i m i n W e n B a n g c h u n

[College of Automobile Engineering, Jilin University of Technology, Changchun, 130025]

Abstract The leaf spring is one of the important components in vehicles. This paper presents the reliability design method of the multi-leaf spring. Technique from the second moment method is employed for the reliability design of the multi-leaf spring on the condition of known probabilistic characteristics of basic random variables. The reliability design information of the multi-leaf spring may be accurately and quickly obtained by using the practical computer program.

Key words: Multi-leaf spring, Second moment technique, reliability design

汽车行驶路面的凹凸不平, 使汽车钢板弹簧承受着随机载荷的作用, 应采用概率统计理论进行汽车的可靠性分析, 评价和设计汽车的钢板弹簧。根据对实际路面的调查, 掌握车辆长期使用状态下的实际载荷, 且根据设计人员的实际经验, 给出汽车的设计载荷, 由给定的设计载荷来计算汽车零部件的可靠度和进行汽车零部件的可靠性设计, 把失效的发生控制在一种可以接受的水平。近 30 年来, 汽车可靠性分析与设计的理论和方法得到了迅速的发展, 把概率统计意义上的分析与设计方法应用于实际构件的分析与设计, 使产品的设计工作

收稿日期: 1996-08-05

刘巧伶, 女, 1959 年 4 月出生, 副教授

性能与实际工作性能更加符合, 得到既有足够的安全可靠性, 又有适当经济性的优化构件^[1]。目前, 有关汽车钢板弹簧的可靠性设计多限于一片钢板弹簧的情形^[2, 3]和相同厚度的多片钢板弹簧的情形^[4]。本文从理论上推导出了计算不同厚度的多片钢板弹簧的可靠度和可靠性设计的表达式, 通过计算机程序实现对钢板弹簧可靠性设计, 这样可以提高设计水平, 节省材料, 降低成本, 提高汽车的可靠性。

1 钢板弹簧的可靠度计算

汽车的多片钢板弹簧多半为中心受载的简支叠板弹簧。如图 1 所示按一定宽度 b 将其截开重叠使用。在钢板弹簧垂直方向载荷的计算上, 通常采用的是所谓等应力梁的计算公式, 其工作应力的实用公式为^[5]

$$\sigma = \frac{3Pl}{2b} \frac{h_i}{n_1 h_1^3 + n_2 h_2^3 + \dots + n_m h_m^3} \quad (1)$$

应力在最厚的板上最大为

$$\sigma_{\max} = \frac{3Pl}{2b} \frac{h_{\max}}{n_1 h_1^3 + n_2 h_2^3 + \dots + n_m h_m^3} \quad (2)$$

设不同厚度的钢板之间存在以下比例关系

$$h_1 = \alpha_1 h_{\max}, \quad h_2 = \alpha_2 h_{\max}, \quad \dots, \quad h_m = \alpha_m h_{\max} \quad (3)$$

$$\text{所以有: } \sigma_{\max} = \frac{3Pl}{2b h_{\max}^2} \frac{1}{n_1 \alpha_1^3 + n_2 \alpha_2^3 + \dots + n_m \alpha_m^3} \quad (4)$$

式中: P 为载荷; 几何尺寸宽度、厚度和跨距分别为 b , h_i 和 l ; n_i 为板厚为 h_i 的钢板片数。严格地说, 应考虑叠板之间的摩

擦对工作应力的影响, 不过实用上采用这种近似设计方法还是允许的, 在汽车、电车等车辆的钢板弹簧的设计中, 大多采用这种方法。

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

$$g(X) = r - \sigma_{\max} \quad (5)$$

式中: r 为钢板弹簧的材料强度; 基本随机变量向量 $X = (r, P, l, b, h_{\max})^T$ 。这里基本随机变量向量 X 的均值 $E(X)$ 和方差及协方差 $\text{Var}(X)$ 均为已知, 分别为

$$E(X) = (\mu_r \mu_P \mu_l \mu_b \mu_{h_{\max}})^T$$

$$\text{Var}(X) = (\sigma_r^2 0 0 0 0 \quad \sigma_P^2 0 0 0 0 \quad \sigma_l^2 0 0 0 0 \quad \sigma_b^2 0 0 0 0 \quad \sigma_{h_{\max}}^2)^T$$

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随机变量。 $g(X)$ 为状态函数, 是反映钢板弹簧的状态和性能的, 可表示钢板弹簧的两种状态

$$\left. \begin{aligned} g(X) &\leq 0 && \text{为失败状态} \\ g(X) &> 0 && \text{为安全状态} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

这里极限状态方程 $g(X) = 0$ 是一个五维曲面, 称为极限状态面或失败面。

把状态函数 $g(X)$ 在随机变量向量 X 的均值 $E(X) = \bar{X}$ 处展开成二阶 Taylor 级数^[6]

$$g(X) = g(\bar{X}) + \frac{\partial g(\bar{X})}{\partial X^T} (X - \bar{X}) + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 g(\bar{X})}{\partial X^T \partial X} (X - \bar{X})^2 \quad (7)$$

式中: $(X - \bar{X})^{[2]} = (X - \bar{X}) \odot (X - \bar{X})$ 为 Kronecker 幂, 符号 $\odot$ 为 Kronecker 积, 则可获得二

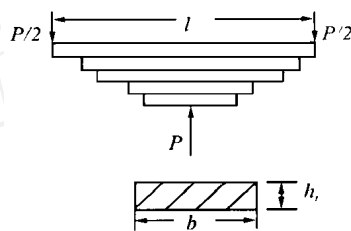


图 1 钢板弹簧

阶近似均值和一阶近似方差^[7]

$$\mu_g = E(g(X)) = g(\bar{X}) + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 g(\bar{X})}{\partial X^T \partial X} Var(X) \quad (8)$$

$$\sigma_g^2 = Var(g(X)) = \left(\frac{\partial g(\bar{X})}{\partial X^T} \right)^{[2]} Var(X) \quad (9)$$

这里 $E(g(X))$ 表示 $g(X)$ 的均值, $Var(g(X))$ 表示 $g(X)$ 的方差和协方差。

可靠性指标定义为

$$\beta = \frac{\mu_g}{\sigma_g} \quad (10)$$

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变量向量 X 服从正态分布时, 可以用失败点处状态表面的切平面近似地模拟极限状态表面, 可以获得可靠度的一阶估计量

$$R = \Phi(\beta) \quad (11)$$

式中: $\Phi(\cdot)$ 为标准正态分布函数。

2 钢板弹簧的可靠性设计

如果给定钢板弹簧的可靠度 R , 可查得可靠性指标 β , 根据(8)式和(9)式求出 μ_g 和 σ_g , 然后代入(10)式, 由 $\beta = \frac{\mu_g}{\sigma_g}$ 经推导整理可得

$$(\mu_r^2 - \beta^2 \sigma_r^2) \mu_{h_{\max}}^4 - 2\mu_r A \mu_{h_{\max}}^2 + A^2 - \beta^2 B = 0 \quad (12)$$

$$\text{式中: } A = \frac{3\mu_r \mu_l}{2\mu_b} \left[1 + \frac{1}{\mu_b^2} \sigma_b^2 + 7.5 \times 10^{-5} \right] \frac{1}{n_1 \alpha_l^3 + n_2 \alpha_c^3 + \dots + n_m \alpha_n^3} \quad (13)$$

$$B = \frac{9}{4\mu_b^2} \left[\mu_l^2 \sigma_r^2 + \mu_r^2 \sigma_l^2 + \frac{\mu_r^2 \mu_l^2}{\mu_b^2} \sigma_b^2 + \mu_r^2 \mu_l^2 \times 10^{-4} \right] \left(\frac{1}{n_1 \alpha_l^3 + n_2 \alpha_c^3 + \dots + n_m \alpha_n^3} \right)^2 \quad (14)$$

根据加工公差和 3σ 法则, 这里取设计处钢板弹簧的厚度 h_i 的标准差为

$$\sigma_{h_i} = 0.005\mu_{h_i} \quad (15)$$

根据求解代数方程的方法(如牛顿法、插值法或梯度法等)求解代数方程(12), 舍去 $\mu_r < \mu_r$ 所对应的虚根, 可得钢板弹簧的最小厚度的均值 μ_{h_i} 和标准差 σ_{h_i} 。

从(1)式~(4)式可以看出, 钢板弹簧的其它几何尺寸对应力的影响相对于每片钢板弹簧的厚度来说要小一个数量级, 可见对其它几何尺寸进行可靠性设计的意义不大, 所以本文只对钢板弹簧的厚度进行可靠性设计。

3 程序框图和数值算例

根据本文给出的理论结果, 编制了实用有效的计算机程序, 可以迅速准确地得到钢板弹簧的可靠性设计信息。此程序的框图如下:

国产某型汽车钢板弹簧的几何尺寸为 $(\mu_b, \sigma_b) = (90, 0.45)\text{mm}$, $(\mu_l, \sigma_l) = (1475, 7.375)\text{mm}$, $(\mu_{h_1}, \sigma_{h_1}) = (11, 0.055)\text{mm}$, $(\mu_{h_2}, \sigma_{h_2}) = (10, 0.05)\text{mm}$, 钢板弹簧的片数 $n_1 = 2$, $n_2 = 10$,

载荷为 $(\mu_P, \sigma_P) = (16503.2, 825.16) \text{ N}$, 材料强度 $(\mu_r, \sigma_r) = (614, 45.8) \text{ MPa}$ 。试确定该钢板弹簧的可靠度和给定可靠度设计钢板弹簧的厚度 h_i 。

根据给出的数据, 求得可靠性指标 β 和可靠度 R 为

$$\beta = 5.3085; \quad R \approx 1.0000$$

如果给定可靠度 $R = 0.999$, 查得可靠性指标 $\beta = 3.10$, 取不同厚度的钢板片数 $n_1 = 2, n_2 = 6, n_3 = 4$ 和各组比值 $\alpha_1 = 1.0, \alpha_2 = 0.91, \alpha_3 = 0.82$, 求得钢板弹簧设计处的最小厚度 h_i 分别为

$$h_1 = (10.126, 0.05063) \text{ mm}$$

$$h_2 = (9.215, 0.04607) \text{ mm}$$

$$h_3 = (8.303, 0.04152) \text{ mm}$$

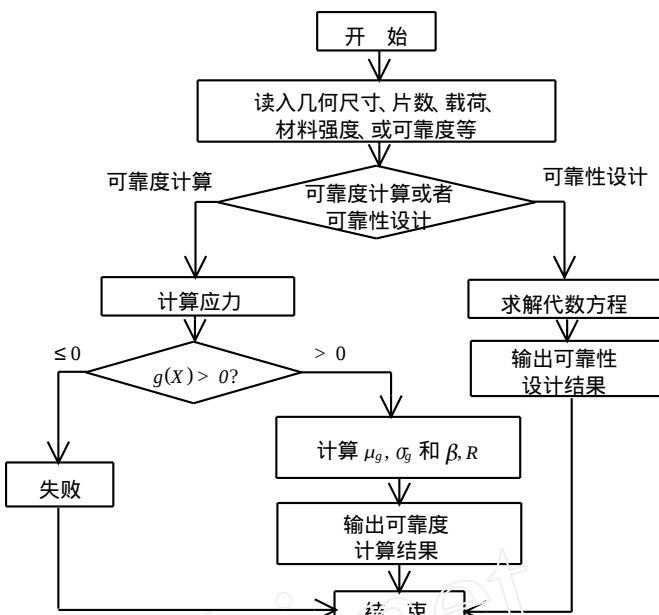


图2 计算机程序框图

4 结 语

本文给出了不同厚度的多片钢板弹簧可靠性设计的一种实用有效的方法, 具有计算可靠度和设计钢板厚度的特色。应用本文方法对机械零部件进行可靠性设计, 可以缩短设计周期, 节省试验经费, 提高设计水平, 对机械零部件的可靠性设计具有通用性, 可以在所有机械行业可靠性设计中加以应用。

参 考 文 献

- 1 王秉刚编著. 汽车可靠性工程方法. 北京: 机械工业出版社, 1991
- 2 牟致忠主编. 可靠性设计. 北京: 机械工业出版社, 1993
- 3 张义民等. 板簧的可靠性设计. 汽车科技, 1994, (4): 8~ 10
- 4 张义民等. 叠板弹簧的可靠性设计. 兵工学报, 1997, (1): 77~ 79
- 5 付蒿元译. 汽车强度. 北京: 机械工业出版社, 1987
- 6 Vetter W J. Matrix Calculus Operations and Taylor Expansions, SIAM Rev., 1973, 15(2): 352~ 369
- 7 Ma F. Extension of Second Moment Analysis to Vector-Valued and Matrix-Valued Functions. Int. J. Non-Linear Mechanics, 1987, 22(3): 251~ 260