

基于实码遗传算法的汽车变速箱可靠性优化设计

毕春长 张有忱

(北京化工大学机电工程学院,北京 100029)

摘要:对渐开线圆柱齿轮可靠性设计做了深入的理论分析,建立了汽车变速箱可靠性优化设计模型,并使用实码遗传算法求解大规模复杂优化设计问题,以便获得全局最优解。对BC174B汽车变速箱的优化结果表明该方法是行之有效的。

关键词:齿轮传动;可靠性设计;遗传算法;优化设计

中图分类号:TH122

引言

在常规的机械零部件优化设计中,按照常规的设计准则和规范,把设计变量处理成确定的变量,这是不符合工程实际的。实际上许多工程设计参数如载荷、应力、强度等多为随机变量。在可靠性优化设计中,把有关的设计参数按随机变量处理,依据数理统计理论和可靠性设计准则,建立概率数学模型,使机械零部件的优化设计更符合工程实际。本文建立了汽车变速箱可靠性优化设计数学模型,并使用具有全局寻优特点的实码遗传算法进行求解,使优化设计结果更具有实用价值。

1 渐开线圆柱齿轮可靠性设计方法

1.1 齿面接触疲劳强度可靠度计算

渐开线圆柱齿轮齿面计算接触应力为^[1]

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\beta Z_\epsilon Z \sqrt{\frac{F_t K_A K_V K_H K_{H\beta}}{bd_1} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)} \quad (1)$$

将上式两边取对数:

$$\ln \sigma_H = \ln Z_H + \ln Z_E + \ln Z_\beta + \ln Z_\epsilon + \ln Z + 0.5 [\ln F_t + \ln K_A + \ln K_V + \ln K_H + \ln K_{H\beta} + \ln(u \pm 1) - \ln b - \ln d_1 - \ln u] \quad (2)$$

若齿轮材质、制造及使用符合技术要求,则式中各随机变量对总和的影响是等同的。根据中心极限定理知,ln σ_H必渐近于正态分布,即 σ_H服从对数正态分布。

由于分度圆直径 d₁、模数 m_n、齿宽 b、齿数比 u 属于与齿轮几何尺寸有关的参数,只能在精度等级允许的公差范围内变化,可看作确定的变量。其余参量作随机变量处理。由可靠性设计理论中的一次二阶矩法可得 σ_H 的均值与变异因数分别为^[2]

$$\sigma_H = \frac{F_t K_A K_V K_H K_{H\beta}}{bd_1} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right) \quad (3)$$

$$C_{\sigma_H} = [C_{C_{HM}}^2 + C_{Z_H}^2 + C_{Z_E}^2 + C_{Z_\beta}^2 + C_{Z_\epsilon}^2 + C_{Z_\epsilon}^2 + \frac{1}{4} (C_{F_t}^2 + C_{K_A}^2 + C_{K_V}^2 + C_{K_H}^2 + C_{K_{H\beta}}^2)]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

式中, C_{HM} = 0.04 为引进的模型变异因数,以补偿模型的近似性^[2]; F_t, Z_H, ..., K_A, ... 分别为名义切向力的均值、各接触应力修正系数的均值和各载荷修正系数的均值,按文献[1]中的公式计算; C_{F_t}, C_{Z_H}, ..., C_{K_A}, ... 分别为相应参量的变异因数,按文献[2]取值。

齿面接触疲劳极限为^[1]

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H \lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (5)$$

文献[3]的试验结果表明 σ_{HP} 服从对数正态分布,则 σ_{HP} 的均值与变异系数为

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H \lim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (6)$$

$$C_{\sigma_{HP}} = [C_{\sigma_{H \lim}}^2 + C_{Z_{NT}}^2 + C_{Z_L}^2 + C_{Z_V}^2 + C_{Z_R}^2 + C_{Z_W}^2 + C_{Z_X}^2]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

式中, σ_{H lim}, Z_{NT} ... 分别为试验齿轮的接触疲劳极限的均值和各接触疲劳极限修正系数的均值,按文献[1]中的公式计算; C_{σ_{H lim}}, C_{Z_{NT}} ... 分别为相应参量的变异因数,按文献[2]取值。

当应力和强度均为对数正态分布时,可靠度系

收稿日期:2003-10-12

第一作者:男,1957年生,博士生

E-mail: bichunchang @263.net

数计算公式为

$$Z_{R_H} = \frac{\ln \bar{HP} - \ln \bar{H}}{\sqrt{C_{HP}^2 + C_H^2}} \quad (8)$$

则齿面接触疲劳强度可靠度 $R_H = \phi(Z_{R_H})$ 可从标准正态分布表查得。

1.2 齿根弯曲疲劳强度可靠度计算

齿轮齿根计算弯曲应力为

$$F = \frac{F_t K_A K_V K_F K_E}{b m_n} Y_F Y_S Y Y \quad (9)$$

对上式两边取对数, 则 $\ln F$ 可表示为若干独立随机变量的和。若齿轮材质、制造及使用符合技术要求, 则 $\ln F$ 渐近于正态分布, 即 F 服从对数正态分布。 F 的均值与变异因数为

$$\bar{F} = \frac{\bar{F}_t \bar{K}_A \bar{K}_V \bar{K}_F \bar{K}_E}{\bar{b} \bar{m}_n} \bar{Y}_F \bar{Y}_S \bar{Y} \bar{Y} \quad (10)$$

$$C_F = [C_{FM}^2 + C_{F_t}^2 + C_{K_A}^2 + C_{K_V}^2 + C_{K_F}^2 + C_{K_E}^2 + C_{Y_F}^2 + C_{Y_S}^2 + C_Y^2 + C_{Y'}^2 + J^2]^{1/2} \quad (11)$$

式中, $C_{FM} = 0.04$ 为引进的模型变异因数, 以补偿模型近的似性^[2]; $\bar{Y}_F \dots$ 分别为各弯曲应力修正系数的均值, 按文献[1]中的公式计算; $F_{Y_F} \dots$ 分别为相应参量的变异系数, 按文献[2]取值。

齿根弯曲疲劳极限为^[1]

$$F_P = F_{lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{relT} Y_{RrelT} Y_X \quad (12)$$

文献[4]指出 F_P 服从对数正态分布, 则 F_P 的均值与变异系数为

$$\bar{F}_P = \bar{F}_{lim} \bar{Y}_{ST} \bar{Y}_{NT} \bar{Y}_{relT} \bar{Y}_{RrelT} \bar{Y}_X \quad (13)$$

$$C_{F_P} = [C_{F_{lim}}^2 + C_{Y_{ST}}^2 + C_{Y_{NT}}^2 + C_{Y_{relT}}^2 + C_{Y_{RrelT}}^2 + C_{Y_X}^2]^{1/2} \quad (14)$$

式中, $\bar{F}_{lim}, \bar{Y}_{ST} \dots$ 分别为试验齿轮的弯曲疲劳极限的均值和各弯曲疲劳极限修正系数的均值, 按文献[1]中的公式计算; $C_{F_{lim}}, C_{Y_{ST}} \dots$ 分别为相应参量的变异因数, 按文献[2]取值。

同理得齿根弯曲疲劳强度可靠度系数为

$$Z_{R_F} = \frac{\ln \bar{F}_P - \ln \bar{F}}{\sqrt{C_{F_P}^2 + C_F^2}} \quad (15)$$

则齿根弯曲疲劳强度可靠度 $R_F = \phi(Z_{R_F})$ 可从标准正态分布表查得。

2 汽车变速箱可靠性优化设计建模

以 4 档汽车变速箱为例说明汽车变速箱可靠性

优化设计建模方法。图 1 为典型 4 档变速箱的传动简图, 具有 4 个前进档和 1 个倒档(因倒档使用少可不考虑优化)。4 个前进档中除第 4 档为直接传动外, 其余各档均为 2 级斜齿轮传动。

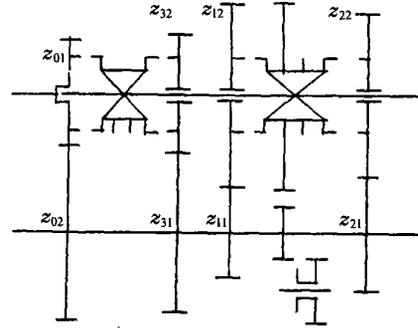


图 1 4 档汽车变速箱传动简图

Fig. 1 Gearing of 4-stage gear box

2.1 设计变量的选取

4 档变速箱需要进行优化设计的齿轮有 4 对: 常啮合齿轮 z_{01}, z_{02} , 1 档传动齿轮 z_{11}, z_{12} , 2 档传动齿轮 z_{21}, z_{22} 和 3 档传动齿轮 z_{31}, z_{32} 。当变速箱的箱体尺寸不变, 即齿轮副的实际中心距不变时, 齿轮副的变位系数只有一个是独立变量。取齿轮副主动轮的法向变位系数 x_1 , 法向模数 m_n , 主动轮齿数 z_1 , 被动轮齿数 z_2 , 螺旋角 β 和齿宽 b 作为设计变量, 4 对齿轮总共有 24 个设计变量

$$X = [x_{01}, m_{n0}, z_{01}, z_{02}, \beta_0, b_0, x_{11}, m_{n1}, z_{11}, z_{12}, \beta_1, b_1, x_{21}, m_{n2}, z_{21}, z_{22}, \beta_2, b_2, x_{31}, m_{n3}, z_{31}, z_{32}, \beta_3, b_3]^T \quad (16)$$

2.2 目标函数的确定

汽车变速箱可靠性优化设计的基本思想是: 在满足一定的可靠度约束条件下, 通过优化各档齿轮副的几何参数和啮合参数, 充分提高齿轮副的承载能力, 并使各档传动比误差最小。从而建立线性加权多目标函数为

$$f(X) = w_1 f_1(X) + w_2 f_2(X) + w_3 f_3(X) \quad (17)$$

式中, $w_1 \sim w_3$ 为线性加权因子; $f_1(X)$ 为提高齿轮承载能力分目标函数; $f_2(X)$ 为中间轴等强度传动分目标函数; $f_3(X)$ 为各档传动比误差最小分目标函数。

(1) 提高齿轮承载能力分目标函数

由渐开线圆柱齿轮接触疲劳强度条件^[1]导出齿轮副的最大传动功率为

$$P_{max} = \frac{d_1^2 b n_1^2}{Z^2 K} \quad (18)$$

式中, $K = K_A K_V K_H K_H (u + 1) / u$ 为综合载荷修正因数; $Z = Z_H Z_E Z$ 为综合接触应力修正因数; n_1 为主动齿轮的转速。

则建立提高齿轮承载能力分目标函数为

$$f_1 = \max_i (1 / P_i) \tag{19}$$

(2) 中间轴等强度传动分目标函数

因变速箱中间轴上同时有两个齿轮工作,故中间轴应尽量满足等强度传动要求

$$f_3(X) = \max_i \left| \frac{M_0 - M_i}{M_0} \right| \tag{20}$$

式中, M_0, M_i 分别为常啮合被动轮和第 i 档主动轮传递的扭矩。

(3) 各档传动比误差最小分目标函数

变速箱各档实际传动比与理论传动比应趋于相等,则建立各档传动比误差最小分目标函数为

$$f_4(X) = \max_i |u_i - u_i| \tag{21}$$

式中, u_i, u_i 分别为各档理论和实际传动比。

2.3 约束条件的建立

(1) 齿轮可靠性约束条件

齿面接触疲劳可靠性约束条件为

$$\frac{\ln \sigma_{HP} - \ln \sigma_H}{\sqrt{C_{HP}^2 + C_H^2}} [Z_{RH}] \tag{22}$$

齿根弯曲疲劳可靠性约束条件为

$$\frac{\ln \sigma_{FP} - \ln \sigma_F}{\sqrt{C_{FP}^2 + C_F^2}} [Z_{RF}] \tag{23}$$

式中, $[Z_{RH}] = [Z_{RF}] = 2.88$ 分别为齿轮接触和弯曲强度许用可靠度因数,其相应的可靠度为 99.8%。

需检验的齿轮有 8 个,共建立齿轮可靠性约束条件 16 个。

(2) 齿轮几何参数约束条件

为了保证各齿轮副传动的使用性能,齿轮副还须满足渐开线圆柱齿轮的几何约束条件和工艺约束条件:1)最少齿数约束;2)最小重合度约束;3)最小齿顶厚约束;4)不发生过度曲线干涉约束。共建立齿轮几何参数约束条件 24 个。

3 实码遗传算法求解优化设计模型

可见汽车变速箱可靠性优化设计是一个多变

量、多目标、多约束的复杂优化设计问题,搜索空间的凸性无法保证,故使用传统优化方法难以求得全局最优解。由于遗传算法采用群体进化策略,具有隐含并行性和全局优化能力,非常适合求解大规模复杂优化设计问题。

3.1 实码遗传算法的实现

(1) 染色体 采用实数为染色体编码,染色体长度与设计变量的维数相同,染色体的每个元素对应一个设计变量,且每个元素在对应设计变量的取值范围内取值

$$V_k = [v_{k1}, v_{k2}, \dots, v_{kn}] \quad k = 1, 2, \dots, m \tag{24}$$

(2) 评价函数 将种群中的染色体按目标函数的大小排序后,定义基于序的评价函数为

$$E(V_k) = (1 -)^{k-1} \quad k = 1, 2, \dots, m \tag{25}$$

式中, m 种群规模,评价函数参数 $0 < < 1$ 。

(3) 交叉操作 设被选中参与交叉操作的两个父代为 V_i, V_j ,按下式进行交叉操作产生两个子代

$$\begin{cases} V_i = cV_i + (1 - c)V_j \\ V_j = (1 - c)V_i + cV_j \end{cases} \tag{26}$$

式中, c 为 $(0, 1)$ 区间的随机数。

(4) 变异操作 设被选中参与变异操作的父代为 V_i ,按下式进行变异操作产生一个子代

$$V_i = V_i + cMd \tag{27}$$

式中, d 为随机产生的 n 维方向向量, M 为给定的足够大的方向数。

为满足约束条件,必须检验遗传操作中得到的子代染色体,以保证遗传进化在可行域内进行^[5]。

3.2 优化计算及结果分析

使用实码遗传算法对 BC174B 汽车变速箱进行可靠性优化设计:种群规模取 $m = 200$,交叉概率 $p_c = 0.6$,变异概率 $p_m = 0.2$,进化代数取 $N = 250$,父代染色体的选择采用赌轮法。表 1 为 BC174B 变速箱各齿轮副的原始参数和可靠性优化设计结果。

由优化设计结果可见,三个分目标函数都有所改善。在保证具有高可靠性的前提下,通过优化汽车变速箱各齿轮副的设计参数,使汽车变速箱的各档承载能力有较大提高,从而提高汽车变速箱的使用寿命。

表 1 BC174B 汽车变速箱原始参数及优化设计结果

Table 1 Original and optimized design parameters of BC174B vehicle gear box

设计变量及目标函数	初始设计参数	优化设计结果
x_{01}	0.428381	0.404005
m_{n0}	2.75	2.75
z_{01}	19	19
z_{02}	30	30
α_0	27.99°	29.06°
b_0	18	18.2
x_{11}	0.166	0.104806
m_{n1}	3	3
z_{11}	14	13
z_{12}	34	31
α_1	22.62°	30°
b_1	18	18.25
x_{21}	0.06	0.140002
m_{n2}	3	3
z_{21}	19	19
z_{22}	28	30
α_2	25.33°	16.82°
b_2	18	18.55
x_{31}	0.456481	0.620738
m_{n3}	2.75	2.75
z_{31}	26	27
z_{32}	23	24
α_3	27.99°	21.23°
b_3	18	18.25
分目标函数 1	72.35	82.81
分目标函数 2	0.21	0.043
分目标函数 3	0.168	0.162

符 号 说 明

- Z_E ——弹性系数, $\sqrt{N/mm^2}$
 K_H ——接触齿向载荷分布因数
 $K_{H\beta}$ ——接触齿间载荷分配因数
 Z_L ——润滑剂因数
 Z_V ——速度因数
 Z_R ——粗糙度因数
 F ——计算齿根应力, $\sqrt{N/mm^2}$
 F_{lim} —— $\sqrt{N/mm^2}$

参 考 文 献

- [1] GB/T 3480 - 1997. 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法[M]. 北京:中国标准出版社,1998
- [2] 卢玉明. 机械零件的可靠性设计[M]. 北京:高等教育出版社,1989
- [3] 朱孝录. 齿轮材料的接触疲劳强度[J]. 机械传动, 1994,18(3):34-37
- [4] Hans Winter. 实际齿根应变的测量和齿根半径对应力和齿根强度的影响[C]. 国际齿轮装置与传动会议论文集. 北京:机械工业出版社,1977
- [5] 刘宝碇. 随机规划与模糊规划[M]. 北京:清华大学出版社,1998
- [6] Haugen E B. Probabilistic mechanical design[M]. Dordrecht: John Wiley & Sons Press, 1980

Reliability optimized design of automobile gearbox based on real-coded genetic algorithm

Bi Chun-chang Zhang You-chen

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029, China)

Abstract: The reliability design of involute cylindrical gears was studied theoretically, and a reliability optimization model of an automobile gearbox was proposed. In order to obtain global optimal results, the real-coded genetic algorithm was used to solve large complex optimization problems. The results show that the method is successfully applied to the reliability optimized design of an automobile gearbox for BC174B.

Key words: gearbox transfer; reliability design; genetic algorithm; optimization design

(责任编辑 刘同帅)