

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.04.020

拖拉机最终传动多目标模糊可靠性优化设计*

叶秉良 俞高红 赵 匀

(浙江理工大学机械与自动控制学院, 杭州 310018)

【摘要】 综合考虑拖拉机单级外啮合直齿圆柱齿轮最终传动的承载能力、结构、齿面磨损和传动效率等问题,应用模糊数学和可靠性理论以及多目标优化技术对该机构进行设计。建立了以机构的体积和两齿轮的最大滑动系数最小、效率最高为目标函数,以模数、小齿轮齿数、齿宽和啮合角为设计变量的多目标模糊可靠性优化设计数学模型,应用多目标优化的模糊解法和遗传算法对其进行求解。在保证最大滑动系数不超限的前提下,模糊可靠性优化设计方案比常规可靠性优化设计和原设计方案体积分别减小1.55%和6.74%,且传动效率得以提高。

关键词: 拖拉机 最终传动 模糊可靠性 多目标优化 遗传算法

中图分类号: S219.032.1; TP391.72 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2010)04-0095-06

Multi-objective Fuzzy Reliability Optimization Design of Tractor's Final Transmission

Ye Bingliang Yu Gaozhong Zhao Yun

(College of Machinery and Automation, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract

Fuzzy mathematics, reliability theory and multi-objective optimization technology were applied to design tractor's final transmission with external single-stage spur gear based on comprehensive consideration on its loading capacity, structure, tooth face wear and transmission efficiency. The mathematical model for the multi-objective reliability optimization design was set up under the objective of the minimal volume and gears' maximal sliding coefficients, and the maximal efficiency of the mechanism, with the design variable of module, teeth number of the pinion, teeth width and meshing angle. Then, the fuzzy solution of multi-objective optimization and genetic algorithm were used to solve this model. On the premise of ensuring the maximal sliding coefficient below the allowable value, the final transmission's volume reduces by 1.55% and 6.74% of the common reliability optimization and original design scheme respectively, and the efficiency improves.

Key words Tractor, Final transmission, Fuzzy reliability, Multi-objective optimization, Genetic algorithm

引言

在拖拉机最终传动传统设计和常规优化设计方法的基础上^[1-2],文献[3]和[4]将应力和强度视为随机性变量,提出了最终传动的常规可靠性优化设计方法。常规可靠性设计按照安全与失效两个状态

进行可靠性设计,零件从安全到失效状态以一种突变的形式发生。而实际上零件在两个状态之间存在一个中间过渡状态,采用模糊方法处理更为符合工程实际情况。因此,本文针对单级外啮合直齿圆柱齿轮最终传动,综合考虑承载能力、结构、质量、齿面磨损和传动效率等问题,以及应力和强度等性能约

收稿日期: 2009-05-06 修回日期: 2009-08-17

* “十一五”国家科技支撑计划资助项目(2006BAD28B01)和国家自然科学基金资助项目(50605057)

作者简介: 叶秉良,副教授,博士生,主要从事农业机械设计及机构运动学与动力学研究, E-mail: zist_ybl@zstu.edu.cn

通讯作者: 赵匀,教授,博士生导师,主要从事农业机械设计及机构运动学与动力学研究, E-mail: zhaoyun@zstu.edu.cn

束条件的随机性和模糊性,中心距、重合度和设计变量等几何约束条件的模糊性,建立以最终传动的体积和两齿轮的最大滑动系数最小、传动效率最高为目标函数的多目标模糊可靠性优化设计数学模型,并应用多目标优化的模糊解法和遗传算法求解该模型。

1 多目标模糊可靠性优化数学模型

1.1 设计变量和目标函数

选取模数 m 、小齿轮齿数 z_1 、大齿轮齿宽 b 和啮合角 α' 作为设计变量,即

$$\mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T = [m, z_1, b, \alpha']^T$$

在满足设计和使用性能的条件下,从紧凑结构、减轻质量、节省材料和降低成本等方面考虑,将最终传动的体积^[2-3]最小确定为第一目标函数,即

$$f_1(\mathbf{x}) = \frac{\pi}{4} m^2 z_1^2 b (1.1 + i^2) \cos^2 \alpha / \cos^2 \alpha' \quad (1)$$

其中 $i = z_2 / z_1$

式中 α ——压力角,取 $\alpha = 20^\circ$

i ——传动比 z_2 ——大齿轮齿数

为提高最终传动的传动效率,降低能耗,选择传动效率^[5]最高为第二目标函数

$$f_2(\mathbf{x}) = 1 - \frac{\pi}{2} \varepsilon f \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \quad (2)$$

式中 ε ——齿轮传动的重合度

f ——啮合接触摩擦因数,一般为 0.06 ~ 0.10

齿轮滑动系数会影响齿面的磨损和胶合,故以两齿轮最大滑动系数^[6]最小为第三和第四目标函数

$$f_3(\mathbf{x}) = \frac{\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha'}{(1 + 1/i) \tan \alpha' - \tan \alpha_{a2}} (1 + 1/i) \quad (3)$$

$$f_4(\mathbf{x}) = \frac{\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha'}{(1 + i) \tan \alpha' - \tan \alpha_{a1}} (1 + 1/i) \quad (4)$$

其中

$$\alpha_{a1} = \arccos(d_{b1}/d_{a1})$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m(1 + X_1 - \sigma)$$

$$d_{b1} = mz_1 \cos \alpha \quad \alpha_{a2} = \arccos(d_{b2}/d_{a2})$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + X_2 - \sigma) \quad d_{b2} = mz_2 \cos \alpha$$

$$X_1 = \sqrt{0.221z_1^2(1 + \tan^2 \alpha') + 2.77z_1 \tan \alpha' + 8.71} - 0.5z_1 - h_a^* + \sigma$$

$$X_2 = X_\Sigma - X_1 \quad \sigma = X_\Sigma - y$$

$$X_\Sigma = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha} (\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha)$$

$$y = 0.5z_1(1 + i)(\cos \alpha / \cos \alpha' - 1)$$

$$\operatorname{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$$

式中 α_{a1} 、 α_{a2} ——两齿轮齿顶圆压力角, ($^\circ$)

d_{a1} 、 d_{a2} ——两齿轮齿顶圆直径, mm

d_{b1} 、 d_{b2} ——两齿轮基圆直径, mm

X_1 、 X_2 ——两齿轮径向变位系数^[1]

X_Σ ——总变位系数

y ——中心距变动系数

h_a^* ——标准齿齿顶高系数, $h_a^* = 1$

σ ——齿顶高变动系数

1.2 约束条件

(1) 接触疲劳强度的模糊可靠度约束

接触疲劳强度的模糊可靠度约束为

$$g_1(\mathbf{x}) = R_{H0} - R_H \leq 0 \quad (5)$$

式中 R_{H0} ——设计要求达到的接触强度可靠度

R_H ——齿轮接触强度的模糊可靠度

(2) 弯曲疲劳强度的模糊可靠度约束

弯曲疲劳强度的模糊可靠度约束为

$$g_2(\mathbf{x}) = R_{F0} - R_{F1} \leq 0 \quad (6)$$

$$g_3(\mathbf{x}) = R_{F0} - R_{F2} \leq 0 \quad (7)$$

式中 R_{F0} ——设计要求达到的弯曲强度可靠度

R_{F1} 、 R_{F2} ——齿轮弯曲强度的模糊可靠度

(3) 齿轮磨损条件

齿轮磨损会减小轮齿齿厚,增大侧隙和齿距偏差,降低齿轮传动精度。轮齿磨损最严重的部位是小齿轮的齿根部与大齿轮的齿顶部的初始啮合点处^[7-8],故可得

$$g_4(\mathbf{x}) = 4I_h \lambda_1 n_1 t_1 \cdot \sqrt{\frac{2000T_J}{K_{H\alpha} \pi b m z_1 \cos \alpha'} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}} - [w] \leq 0 \quad (8)$$

式中 I_h ——给定齿轮材料配对的磨损率

λ_1 ——小齿轮滑动系数

n_1 ——小齿轮转速, r/min

t_1 ——齿轮工作时间, min

T_J ——小齿轮计算扭矩, N·m

$K_{H\alpha}$ ——齿间载荷分配系数

μ_1 、 μ_2 ——齿轮材料的泊松比

E_1 、 E_2 ——齿轮材料弹性模量, N/mm²

ρ_1 、 ρ_2 ——小齿轮根部和 大齿轮齿顶部初始啮合点处齿廓曲率半径, mm

$[w]$ ——设计要求的许用磨损量, mm

(4) 齿轮传动不发生过渡曲线干涉的条件

为避免两轮的齿顶尖角与对方齿根的过渡曲线发生干涉,应满足

$$g_5(\mathbf{x}) = z_1 \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - X_1)}{\sin 2\alpha} - (z_1 + z_2) \tan \alpha' + z_2 \tan \alpha_{a2} \leq 0 \quad (9)$$

$$g_6(\mathbf{x}) = z_2 \tan \alpha - \frac{4(h_a^* - X_2)}{\sin 2\alpha} - (z_1 + z_2) \tan \alpha' + z_1 \tan \alpha_{a1} \leq 0 \quad (10)$$

(5) 中心距限制条件

为保证轴承及最终传动装置相连接零件有足够的安装位置, 齿轮中心距应满足 $A'_{\min} \leq A' \leq A'_{\max}$, 故可得

$$g_7(\mathbf{x}) = A' - A'_{\max} \leq 0 \quad (11)$$

$$g_8(\mathbf{x}) = A'_{\min} - A' \leq 0 \quad (12)$$

其中 $A' = 0.5mz_1(1+i)\cos\alpha/\cos\alpha'$

(6) 变位条件

为提高主动齿轮强度、承载能力和防止根切, 采用角度变位, 应满足 $X_1 > |X_2|$; 若采用高度变位, 则 $X_2 = 0, X_1 = -X_2$, 故可得

$$g_9(\mathbf{x}) = |X_2 - X_1| - X_1 \leq 0 \quad (13)$$

(7) 齿顶厚条件

为避免采用较大正变位系数的小齿轮齿顶变尖 ($S_{a1} = 0$) 或过薄的情况, 一般要求齿顶厚 $S_{a1} \geq [S_a]$, 故可得

$$g_{10}(\mathbf{x}) = [S_a] - S_{a1} \leq 0 \quad (14)$$

其中 $S_{a1} = d_{a1} \left(\frac{\pi + 4X_1 \tan\alpha}{2z_1} + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_{a1} \right)$

式中 $[S_a]$ ——许用齿顶厚(硬齿面齿轮, $[S_a] = 0.4m$; 软齿面齿轮, $[S_a] = 0.25m$)

(8) 重合度条件

为保证齿轮传动的连续性、平稳性和承载能力, 要求重合度 $\varepsilon \geq [\varepsilon]$, 故可得

$$g_{11}(\mathbf{x}) = [\varepsilon] - \varepsilon \leq 0 \quad (15)$$

其中 $\varepsilon = \frac{z_1(\tan\alpha_{a1} - \tan\alpha') + z_2(\tan\alpha_{a2} - \tan\alpha')}{2\pi}$

式中 $[\varepsilon]$ ——根据齿轮机构的使用要求和制造精度而定的许用值, 汽车拖拉机工业推荐值为 1.1 ~ 1.2

(9) 齿轮轮毂最小限制条件

为满足加工、热处理工艺要求, 保证轮毂有足够的强度, 齿根圆和孔键槽之间的最小距离应不小于 $2.5m$, 即满足条件 $d_{f1} - d_s - 5m \geq 0$ 。若属连轴齿轮, 考虑切齿加工、轴承装配及安装条件, 应满足条件 $d_{f1} - d_s - 2m \geq 0$ 。故可得

$$g_{12}(\mathbf{x}) = \begin{cases} 2x_1 + d_s - d_{f1} \leq 0 & (\text{连轴齿轮}) \\ 5x_1 + d_s - d_{f1} \leq 0 & (\text{非连轴齿轮}) \end{cases} \quad (16)$$

其中 $d_{f1} = d_1 - 2m(1.25 - X_1)$

$$d_2 = 17.2 \sqrt[3]{T_j / [\tau]}$$

式中 d_{f1} ——小齿轮齿根圆直径

d_s ——小齿轮轴径, 根据强度条件可确定。

如为非连轴齿轮, 则 d_s 值按照标准花键外径圆整; 如为连轴齿轮, 则 d_s 值按照轴承内径系列圆整

$[\tau]$ ——齿轮轴许用扭转应力, MPa

(10) 设计变量的边界模糊约束

根据拖拉机最终传动设计的要求和经验, 设 \bar{x}_i 、 \underline{x}_i 为第 i 个设计变量的上限和下限, $i = 1, 2, 3, 4$ 。可给予各设计变量模糊取值范围:

齿轮模数 $m_{\min} \leq m \leq m_{\max}$ 且满足国家标准, 故模糊约束为 $\underline{x}_1 \leq x_1 \leq \bar{x}_1$ 。

最终传动比一般较大, 为使结构紧凑, 通常取主动齿轮齿数 $12 \leq z_1 \leq 15$, 故 $\underline{x}_2 \leq x_2 \leq \bar{x}_2$ 。

由于最终传动受力大, 且径向尺寸受轮辋或离地间隙限制, 为保证齿轮有足够的强度, 外啮合圆柱齿轮的最终传动常采用较大齿宽, 但齿宽过大易造成轮齿局部偏载, 一般取大齿轮齿宽 $b = (7 \sim 11)m$ 。故可得出 $b_{\min} \leq b \leq b_{\max}$, 则 $\underline{x}_3 \leq x_3 \leq \bar{x}_3$ 。

为提高主动齿轮强度和防止根切, 应选取较大的主动齿轮变位系数, 啮合角通常在 $20^\circ \sim 25^\circ$, 故可得出

$$\underline{x}_4 \leq x_4 \leq \bar{x}_4$$

2 模糊可靠度计算及隶属函数确定

根据文献[1~4, 9], 接触应力和弯曲应力的均值及变异系数 $\bar{\sigma}_H$ 、 $\bar{\sigma}_{F_i}$ 和 C_{σ_H} 、 $C_{\sigma_{F_i}}$ 为

$$\bar{\sigma}_H = 8800 \sqrt{\frac{P_j(z_1 + z_2)\bar{Z}_\varepsilon^2}{bmz_1z_2\sin\alpha'}}$$

$$C_{\sigma_H} = \sqrt{C_{HM}^2 + 0.25C_{P_j}^2}$$

$$\bar{\sigma}_{F_j} = \frac{1000P_j\bar{Y}_j\bar{Y}_{s_{aj}}\bar{Y}_\varepsilon}{bm} \quad (j=1, 2)$$

$$C_{\sigma_{F_j}} = \sqrt{C_{FM}^2 + C_{P_j}^2 + C_{Y_j}^2 + C_{Y_{s_{aj}}}^2}$$

其中 $\bar{P}_j = T_j/r'_1$ $r'_1 = 0.5mz_1\cos\alpha/\cos\alpha'$

式中 \bar{P}_j ——计算圆周力均值^[1], kN

C_{P_j} ——计算圆周力的变异系数^[9]

r'_1 ——小齿轮节圆半径, mm

C_{HM} 、 C_{FM} ——接触应力和弯曲应力的模型变异系数^[9]

\bar{Z}_ε 、 \bar{Y}_ε ——重合度系数均值^[9]

\bar{Y}_j 、 C_{Y_j} ——齿形系数均值及其变异系数^[9]

$\bar{Y}_{s_{aj}}$ 、 $C_{Y_{s_{aj}}}$ ——齿根应力校正系数均值及其变异系数^[9]

以下根据文献[10~13]进行推导和计算。

一般认为齿轮应力服从对数正态分布, 其概率密度函数为

$$f(\mathbf{x}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}S_{I\sigma_I}x} \exp\left(-\frac{(\ln x - \mu_{I\sigma_I})^2}{2S_{I\sigma_I}^2}\right)$$

(下标 I 代表 H 和 F_j)

其中 $\mu_{l\sigma_l} = \ln \bar{\sigma}_l - 0.5 S_{l\sigma_l}^2$ $S_{l\sigma_l} = \sqrt{\ln(C_{\sigma_l}^2 + 1)}$
 式中 $\bar{\sigma}_l$ ——两齿轮齿面接触应力和齿根弯曲应力的均值

C_{σ_l} ——两齿轮齿面接触应力和齿根弯曲应力的变异系数

$\mu_{l\sigma_l}, S_{l\sigma_l}$ ——两齿轮齿面接触应力和齿根弯曲应力的对数均值、对数标准差

模糊过程采用隶属函数描述。隶属函数的形式有多种,对于工程问题,常采用线性隶属函数^[12-13]。

作为模糊变量处理的应力,采用降半梯形分布线性隶属函数,即

$$\mu(x) = \begin{cases} 1 & (x < \underline{x}^l) \\ \frac{\bar{x}^u - x}{\bar{x}^u - \bar{x}^l} & (\underline{x}^l \leq x \leq \bar{x}^u) \\ 0 & (x > \bar{x}^u) \end{cases}$$

因此,齿轮弯曲强度和接触强度的模糊可靠度计算公式为

$$R_j = \int_{-\infty}^{+\infty} \mu(x) f(x) dx = \frac{1}{\bar{x}^u - \bar{x}^l} \left[\bar{x}^u \Phi \left(\frac{\ln \bar{x}^u - \mu_{l\sigma_l}}{S_{l\sigma_l}} \right) - \bar{x}^l \Phi \left(\frac{\ln \bar{x}^l - \mu_{l\sigma_l}}{S_{l\sigma_l}} \right) \right] - \frac{\exp(\mu_{l\sigma_l} + S_{l\sigma_l}^2/2)}{\bar{x}^u - \bar{x}^l} \left[\Phi \left(\frac{\ln \bar{x}^u - \mu_{l\sigma_l} - S_{l\sigma_l}^2}{S_{l\sigma_l}} \right) - \Phi \left(\frac{\ln \bar{x}^l - \mu_{l\sigma_l} - S_{l\sigma_l}^2}{S_{l\sigma_l}} \right) \right] \quad (17)$$

式中 $\Phi(\cdot)$ ——标准正态分布函数

磨损量隶属函数采用降半梯形分布。中心距、设计变量等几何约束隶属函数采用梯形分布,即

$$\mu(x) = \begin{cases} 0 & (x < \underline{x}^l) \\ \frac{x - \underline{x}^l}{\bar{x}^u - \underline{x}^l} & (\underline{x}^l \leq x < \bar{x}^u) \\ 1 & (\bar{x}^u \leq x < \bar{x}^l) \\ \frac{\bar{x}^u - x}{\bar{x}^u - \bar{x}^l} & (\bar{x}^l \leq x < \bar{x}^u) \\ 0 & (x \geq \bar{x}^u) \end{cases}$$

可靠度、重合度、齿顶厚及齿轮轮毂的隶属函数均采用升半梯形分布,即

$$\mu(x) = \begin{cases} 0 & (x < \underline{x}^l) \\ \frac{x - \underline{x}^l}{\bar{x}^u - \underline{x}^l} & (\underline{x}^l \leq x \leq \bar{x}^u) \\ 1 & (x > \bar{x}^u) \end{cases}$$

隶属函数中的参数 $\bar{x}^u, \bar{x}^l, \underline{x}^u, \underline{x}^l$ 等为过渡区间的

上下界,采用扩增系数法确定。

3 多目标模糊可靠性优化设计模型求解

采用的多目标优化模糊解法的基本思想是先将模糊优化转化为普通优化,采用遗传算法(genetic algorithm,简称GA)求出各单目标的约束最优解,再将各最优解模糊化,即采用模糊集合表示,使得各模糊最优解交集的隶属函数取最大值的解,即为多目标模糊优化问题的最优解^[13]。

3.1 单目标模糊可靠性优化设计模型求解

从建立的数学模型可知,该模糊优化问题只有约束条件是模糊的,而目标函数是清晰的,属于非对称模糊优化问题,故采用最优水平截集法求解。其求解原理为:根据设计水平、制造水平、材料好坏、重要程度、使用条件、维修保养费等对结构安全可靠和经济节省有影响的因素,采用二级模糊综合评判法求得一个最优水平值 λ^* (本文求得 $\lambda^* = 0.85$),将模糊优化模型转化为最优水平截集上的普通优化模型,然后利用遗传算法进行求解。

3.2 多目标模糊可靠性优化设计模型求解

(1) 求各单目标函数的约束最优解

$$\begin{cases} \mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T \\ \min f_k(\mathbf{x}) & (k = 1, 2, 3, 4) \\ \text{s. t. } g_l(\mathbf{x}) \leq 0 & (l = 1, 2, \dots, 12) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T \\ \max f_k(\mathbf{x}) & (k = 1, 2, 3, 4) \\ \text{s. t. } g_l(\mathbf{x}) \leq 0 & (l = 1, 2, \dots, 12) \end{cases}$$

求解模型得到各单目标函数的最大值 M_k 和最小值 m_k 。

(2) 模糊化各单目标函数

$$\mu_{f_k}(\mathbf{x}) = \left(\frac{M_k - f_k(\mathbf{x})}{M_k - m_k} \right)^q$$

式中 q ——非负实数,取 $q = \frac{1}{2}$

(3) 计算模糊优越集隶属函数

$$\text{模糊优越集 } D = \bigcap_{k=1}^4 f_k$$

其隶属函数为 $\mu_D(\mathbf{x}) = \bigwedge_{k=1}^4 \mu_{f_k}(\mathbf{x})$

(4) 求最优解

$$\mu_D(\mathbf{x}^*) = \max \mu_D(\mathbf{x}) = \max \bigwedge_{k=1}^4 \mu_{f_k}(\mathbf{x}) \quad (18)$$

由式(18)求得 \mathbf{x}^* 即为多目标模糊优化问题的最优解。这样,多目标优化模型即转换为单目标优化模型

$$\begin{cases} \lambda, \mathbf{x} \\ \max \lambda \\ \text{s. t. } g_l(\mathbf{x}) \leq 0 \quad (l=1, 2, \dots, 12) \\ \mu_{f_k}(\mathbf{x}) \geq \lambda \quad (k=1, 2, 3, 4) \\ 0 \leq \lambda \leq 1 \end{cases}$$

3.3 遗传算法

遗传算法是一种基于生物自然选择与遗传机理的随机搜索算法,以适应度函数为依据,通过对种群中的所有个体实施选择、杂交和变异等遗传操作,实现群体内个体结构重组,全局优化能力强^[14]。其实现的主要步骤为:①编码。将变量编成一个用二进制字符串表示的定长编码。不同字符串组合便构成了搜索空间不同的搜索点。②初始种群的生成。随机产生 N 个字符串,每个字符串代表一个个体。初始种群大小一般为 20 ~ 100。③交叉。将选出的 N 个个体两两随机搭配成对,然后按照给定的概率(一般取 0.25 ~ 0.75)杂交,产生 N 个新的子代个体。④适应值计算。利用优化方法计算子代和父代共 $2N$ 个个体的相对优属度,并将相对优属度作为适应值。⑤选择和变异。对子代和父代共 $2N$ 个个体进行适应性排序,挑选出排在前面的 N 个个体。对这 N 个个体按给定的概率(一般取 0.01 ~ 0.20)进行变异,形成新一代群体。

应用 Matlab 遗传算法工具箱,直接调用 ga 函数即可实现约束优化问题的求解,其调用格式为:

```
function [ x, endPop, bPop, traceInfo ] = ga
( bounds, evalFN, evalOps, startPop, opts, termFN,
termOps, selectFN, selectOps, xOverFNs, xOverOps,
mutFNs, mutOps)
```

4 实例应用及结果分析

某拖拉机最终传动采用外置式外啮合直齿圆柱齿轮传动,主动齿轮计算扭矩 $T_j = 900 \text{ N} \cdot \text{m}$, 转速 $n_1 = 600 \text{ r/min}$, 最终传动传动比 $i = 4.62$, 齿轮精度等级 8-7-7 (GB/T10095—2008), 工作寿命为 5000 h, 要求可靠度 $R_0 = 0.99$; 主动齿轮结构型式为连轴式。

取大、小齿轮材料均为 20CrMnTi, 渗碳淬火, 齿面硬度为 56 ~ 62HRC, 接触疲劳极限 $\sigma_{Hlim} = 1500 \text{ MPa}$, 弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim} = 420 \text{ MPa}$, 轴许用扭转应力 $[\tau] = 100 \text{ MPa}$, 模数 m 为 5 ~ 8 mm, 中心距 A' 为 195 ~ 210 mm。

优化设计结果圆整后各参数值如表 1 所示。由表可以得出, 拖拉机最终传动的模糊可靠性优化与常规可靠性优化及原设计方案相比, 小齿轮最大滑动系数有所增加, 但未超过许用值(本例 $[\lambda] =$

4)^[5], 而体积则分别下降了 1.55% 和 6.74%, 且传动效率得到进一步提高。此外, 根据文献[15]提供的齿轮变位系数封闭图可知, 本文设计方案的两齿轮变位系数的交点位于由约束条件所确定的许用区, 并能使节点处于两对齿的啮合区内, 有利于提高齿轮传动的承载能力, 同时重合度的增加提高了齿轮传动的承载能力和效率。齿轮的工作应力虽有所增加, 但均小于许用应力 ($[\sigma_H] = 1300 \text{ MPa}$, $[\sigma_F] = 290 \text{ MPa}$)^[1]。

表 1 模糊可靠性优化与常规可靠性优化、原设计方案结果比较

Tab. 1 Result comparison of fussy reliability optimization with common reliability optimization and origin design scheme

参数	原设计	常规可靠性优化	模糊可靠性优化
模数 m/mm	5.5	5.5	5
小齿轮齿数 z_1	13	13	15
大齿轮齿数 z_2	60	60	69
小齿轮齿宽/mm	67	64	58
大齿轮齿宽/mm	58	55	50
啮合角 $\alpha'/(^\circ)$	20.9525	20.8386	20.2425
小齿轮径向变位系数 X_1	0.56	0.5766	0.4738
大齿轮径向变位系数 X_2	-0.327	-0.3732	-0.4082
总变位系数 X_Σ	0.233	0.2034	0.0656
齿轮中心距 A'/mm	202	201.85	210
接触应力/MPa	1174	1205	1203
弯曲应力 1/MPa	242	253	288
弯曲应力 2/MPa	215	235	270
重合度	1.4009	1.4164	1.5031
体积/ mm^3	5.2951×10^6	5.0155×10^6	4.9380×10^6
效率	0.9791	0.9792	0.9809
滑动系数 $\lambda_{1\max}$	1.4642	1.3657	1.5989
滑动系数 $\lambda_{2\max}$	0.4493	0.4620	0.3998

5 结束语

针对拖拉机单级外啮合直齿圆柱齿轮最终传动, 应用模糊数学和可靠性理论以及多目标优化技术, 在常规可靠性优化设计的基础上, 考虑变量和约束条件的模糊性, 建立了更为符合工程实际情况的多目标可靠性优化设计数学模型, 并利用多目标优化的模糊解法和遗传算法求解模型, 求解过程收敛速度快并可获得全局最优解, 设计方法可靠有效, 设计效率大为提高, 设计效果好。

参 考 文 献

- 1 程悦菽. 拖拉机设计[M]. 2版. 北京: 中国农业机械出版社, 1992.
- 2 宋晓玲, 黄云战, 吴佳佳. 基于 MATLAB 的最终传动的优化设计[J]. 机械研究与应用, 2006, 19(3): 70~74.
Song Xiaoling, Huang Yunzhan, Wu Jiajia. Optimum design of the final transmission based on MATLAB[J]. Mechanical Research and Application, 2006, 19(3): 70~74. (in Chinese)
- 3 叶秉良, 俞高红, 戚金明. 基于 SQP 法的拖拉机最终传动可靠性优化设计[J]. 农机化研究, 2008, 30(4): 5~8.
Ye Bingliang, Yu Gaohong, Qi Jinming. Reliability optimal design of tractor's final transmission based on SQP algorithm[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2008, 30(4): 5~8. (in Chinese)
- 4 叶秉良, 赵匀, 俞高红, 等. 拖拉机 NGW 型行星式最终传动多目标可靠性优化[J]. 农业工程学报, 2008, 24(11): 89~94.
Ye Bingliang, Zhao Yun, Yu Gaohong, et al. Multi-objective reliability optimization design of tractor's NGW type planetary gear final transmission[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(11): 89~94. (in Chinese)
- 5 李华敏, 韩元莹, 王知行. 渐开线齿轮的几何原理与计算[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985.
- 6 叶仲和, 陈仁官. 齿轮优化设计的极小滑动系数原则[J]. 机械科学与技术, 1995(5): 81~82.
Ye Zhonghe, Chen Renguan. The principle of minimum sliding coefficient in gear optimization[J]. Mechanical Science and Technology, 1995, (5): 81~82. (in Chinese)
- 7 Wu Shifeng, Cheng H S. Sliding wear calculation in spur gears[J]. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, 1993, 115(3): 493~500.
- 8 Anders Flodin. Wear of spur and helical gears[D]. Stockholm: Royal Institute of Technology, 2000.
- 9 王启, 王文博. 常用机械零部件可靠性设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- 10 Mahapatra G S, Roy T K. Fuzzy multi-objective mathematical programming on reliability optimization model[J]. Applied Mathematics and Computation, 2006, 174(1): 643~659.
- 11 Lai Yinan, Lai Mingzhu, You Bindi, et al. Improved algorithm and realization of mechanical multi-parameter fuzzy optimization[J]. Journal of Advanced Manufacturing Systems (JAMS), 2008, 7(1): 183~186.
- 12 陈健, 李阳星. 基于遗传算法的滚筒减速机构模糊可靠性优化[J]. 农业机械学报, 2006, 37(7): 125~128.
Chen Jian, Li Yangxing. Fuzzy reliability design on cold oil electronic cylinder based on genetic algorithm [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(7): 125~128. (in Chinese)
- 13 谢庆生, 罗延科, 李屹. 机械工程模糊优化方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- 14 Venkataraman P. Applied optimization with MATLAB programming[M]. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2002.
- 15 朱景梓. 渐开线齿轮变位系数的选择[M]. 修订本. 北京: 人民教育出版社, 1982.

(上接第 89 页)

- 9 廖宜涛, 廖庆喜, 田波平. 收割期芦竹底部茎秆机械物理特性参数的试验研究[J]. 农业工程学报, 2007, 23(4): 124~129.
Liao Yitao, Liao Qingxi, Tian Boping. Experimental research on the mechanical physical parameters of bottom stalk of the Arundo donax L. in harvesting period[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2007, 23(4): 124~129. (in Chinese)
- 10 赵春花. 带有动力分禾装置的多功能手扶豆禾牧草收割机: 中国, 200820116110.4[P]. 2009-04-01.
- 11 马洪顺, 张忠君, 曹龙奎. 薇菜类蔬菜生物力学性质试验研究[J]. 农业工程学报, 2004, 20(5): 74~77.
Ma Hongshun, Zhang Zhongjun, Cao Longkui. Experimental study on the biomechanical properties of some unda cinnamom ea of like vegetables[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2004, 20(5): 74~77. (in Chinese)
- 12 Genet M, Stokes A, Salin F, et al. The influence of cellulose content on tensile strength in tree roots[J]. Plant Soil, 2005, 278(2): 1~9.
- 13 Hans-Joachim G Jung. Maize stem tissues: ferulate deposition in developing internode cell walls[J]. Phytochemistry, 2003, 63(5): 543~549.
- 14 王芬娥, 黄高宝, 郭维俊, 等. 小麦茎秆力学性能与微观结构研究[J]. 农业机械学报, 2009, 40(5): 92~95.
Wang Fene, Huang Gaobao, Guo Weijun, et al. Mechanical properties and micro-structure of wheat stems[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(5): 92~95. (in Chinese)