

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.02.016

基于改进粒子群算法的齿轮传动优化设计研究^{*}

王 纯, 韩加好, 吉 庆

(连云港职业技术学院 机电工程学院, 江苏 连云港 222000)

摘要:针对齿轮传动系统多目标优化设计问题,选取了齿轮传动系统的体积和重合度作为优化目标函数,建立了以可靠性约束、齿数约束、模数约束等作为约束条件的齿轮传动系统多目标优化数学模型。将收缩因子和线性递减惯性权重引入到基本粒子群算法中,得到了带收缩因子的线性递减惯性权重粒子群寻优算法;利用该算法具有收敛速度快和搜索能力强的特点,对二级斜齿圆柱齿轮传动系统的优化数学模型进行了求解,最终得到了齿轮的关键参数(齿数、模数、螺旋角)的最优解。研究结果表明:在齿轮传动优化设计中采用带收缩因子的线性递减惯性权重粒子群寻优算法,可以使二级斜齿圆柱齿轮传动系统的体积减少 39.8%,重合度提高 7.3%,降低成本,提高齿轮传动的稳定性;该结果可为齿轮传动系统的优化设计提供参考依据。

关键词:改进的粒子群算法;多目标优化设计;收缩因子;齿轮传动

中图分类号:TH132.41;TP202.1

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2021)02-0239-06

Optimization design of gear transmission based on improved particle swarm optimization algorithm

WANG Chun, HAN Jia-hao, JI Qing

(College of Electrical and Mechanical Engineering, Lianyungang Technical College, Lianyungang 222000, China)

Abstract: Aiming at the problem of the multi-objective optimization design of gear transmission system, the volume and the contact ratio were taken as the objective functions, the reliability, tooth number, module and others as the constraint conditions, the mathematical model of the multi-objective optimization design was established. The contraction factor and the linear decreasing inertia weight were introduced into the basic particle swarm optimization (PSO) algorithm, the PSO algorithm with the contraction factor and linear decreasing inertia weight was obtained, the algorithm which had fast convergence speed and strong search ability was used to solve the mathematical model of the secondary helical cylindrical gear transmission system, the globally optimal solution of the key gear parameters was obtained, such as tooth number, module and helical angle. The results indicate that the volume is reduced by 39.8%, and the contact ratio is increased by 7.3%. The goals of reducing production cost and improving the stability of gear transmission are realized, the result provides a reference basis for the optimization design of gear transmission system.

Key words: improved particle swarm optimization (PSO) algorithm; multi-objective optimization design; contraction factor; gear transmission

0 引 言

因其具有传动效率高、可靠性高等优点,齿轮传动被广泛应用在机械设备的传动系统中。随着可靠性设计等设计方法的迅速发展,以及粒子群算法 (particle

swarm optimization algorithm, PSO) 等智能优化算法的出现,为齿轮传动这类非线性优化设计问题提供了新的优化设计方法^[1-5]。

粒子群算法^[6]是在 1995 年,由美国的 KENNEDY J 博士和 EBERHART R 博士受鸟类群体行为的启发而共同提出的一种智能优化算法。自粒子群算法被提

收稿日期:2020-06-17

基金项目:连云港市 521 工程资助项目 (LYG52105-2018054)

作者简介:王纯(1983-),男,江苏连云港人,硕士研究生,讲师,主要从事机械工程方面的研究。E-mail:wangchun_12345@163.com

出后,因其具有收敛速度较快、编码易实现等优点,受到许多专家学者的关注;同时,因其参数较少,进一步降低了 PSO 算法的复杂度。但是该算法也存在容易陷入局部极值、早熟收敛等缺点。

许多专家学者对 PSO 算法进行了深入研究,并针对其缺陷进行了改进。SHI Y 等^[7]在算法模型中引入惯性权重系数,对速度更新方程进行了改进,这种方式随后被广泛应用并得以验证。在改进惯性权重思想的引导下,研究人员 EBERHART R 等^[8,9]提出了线性递减权值(LDIW)策略、随机惯性权重策略(RIW)。陈贵敏等^[10]在线性递减权值策略的基础上,提出了 3 种非线性的权值递减策略。

为使粒子群算法达到全局探索与局部开采两者之间的有效平衡,CLERC M^[11]构造了引入收缩因子的 PSO 模型^[12]。EBERHART R 等^[13]分析了比较惯性权重系数和收缩因子对算法性能的影响,并认为收缩因子能更有效地控制约束粒子的飞行速度,有利于提高算法的收敛速度,增强算法的搜索能力。

为加快 PSO 算法的收敛速度,减小迭代次数,本文提出一种带收缩因子的线性递减权重粒子群算法(W-CPSO),并利用该算法对齿轮传动系统多目标可靠性优化设计模型进行求解,以验证 W-CPSO 算法对齿轮传动的优化设计的有效性,为齿轮传动优化设计提供参考。

1 改进的粒子群算法

1.1 基本粒子群算法

设 D 维函数优化问题为:

$$\begin{aligned} \min & f(x_1, x_2, \dots, x_D) \\ \text{s. t. } & a_i \leq x_i \leq b_i \end{aligned} \quad (1)$$

粒子群的基本参数如下:

粒子群中由 n 个粒子组成,第 i 个粒子表示一个 D 维向量 $x_i = (x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{iD})^T, \{i = 1, 2, \dots, n\}$,第 i 个粒子的速度 $v_i = (v_{i1}, v_{i2}, \dots, v_{iD})^T$,

个体极值为 $p_i = (p_{i1}, p_{i2}, \dots, p_{iD})^T$,全局极值 $p_g = (p_{g1}, p_{g2}, \dots, p_{gD})^T$ 。

速度和位置更新公式为:

$$v_{ij}(t+1) = v_{ij}(t) + c_1 r_1 [p_{ij} - x_{ij}(t)] + c_2 r_2 [p_{gj} - x_{ij}(t)] \quad (2)$$

$$x_{ij}(t+1) = x_{ij}(t) + v_{ij}(t+1), j = 1, 2, \dots, D \quad (3)$$

式中: c_1, c_2 —学习因子; r_1, r_2 — $0 \sim 1$ 之间均匀分布的随机数。

1.2 改进的粒子群算法

1.2.1 线性递减惯性权重的 PSO 算法

在基本粒子群优化算法基础上,SHI Y 等学者在 1998 年对公式(2)进行了修正,引入惯性权重因子 ω ,即:

$$v_{ij}(t+1) = \omega v_{ij}(t) + c_1 r_1 [p_{ij} - x_{ij}(t)] + c_2 r_2 [p_{gj} - x_{ij}(t)] \quad (4)$$

惯性权重因子 ω 既可以影响微粒的局部寻优能力,又可以影响微粒的全局寻优能力。这里采用线性递减惯性权重,即:

$$\omega = \omega_{\max} - \frac{t(\omega_{\max} - \omega_{\min})}{t_{\max}} \quad (5)$$

式中: $\omega_{\max}, \omega_{\min}$ — ω 的最大值,最小值; t —当前迭代步数; $t_{\max}$ —最大迭代步数。

1.2.2 引入收缩因子

CLERC M 等将收缩因子 φ 引入 PSO 算法,不仅证明了收缩因子有助于确保粒子群算法收敛,还提高了 PSO 算法的收敛速度;同时在一定程度上增强了 PSO 算法跳出局部最优解的能力。

因此,为加快算法的收敛速度,减小迭代次数,在公式(4,5)的基础上引入收缩因子,即:

$$v_{ij}(t+1) = \varphi \{ \omega v_{ij}(t) + c_1 r_1 [p_{ij} - x_{ij}(t)] + c_2 r_2 [p_{gj} - x_{ij}(t)] \} \quad (6)$$

式中: φ —收缩因子。

其中:

$$\begin{cases} \varphi = \frac{2}{|2 - C - \sqrt{C^2 - 4C}|} \\ C = c_1 + c_2 \text{ 且 } C > 4 \end{cases} \quad (7)$$

收缩因子 φ 与参数 C 的函数关系曲线,如图 1 所示。

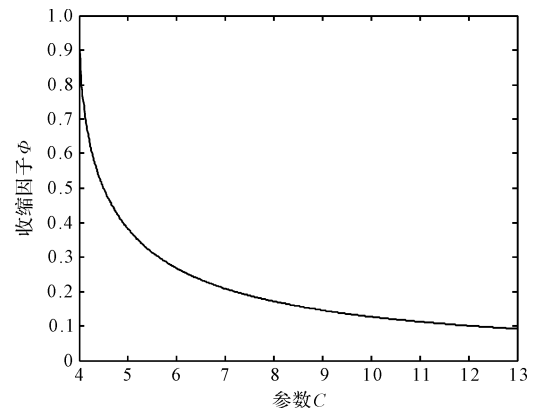


图 1 收缩因子 φ 与参数 C 的函数关系曲线

收缩因子 φ 控制粒子群算法的搜索能力。通过选取适当的收缩因子 φ 的值,可使 PSO 算法迅速搜索而快速收敛,进而提高 PSO 算法的收敛速度,增强算法的搜索能力。

CLERC M 等提出,当 $C = 4.1$ 时,粒子群算法的收

敛性能较好。笔者将 $C = 4.1$ 代入式(7)中,计算得到 $\varphi \approx 0.729$ 。

综上所述,笔者以基本粒子群算法为基础,将线性递减惯性权重和收缩因子引入算法中,有利于提高算法的收敛速度,增强算法的搜索能力。

1.3 改进粒子群算法的流程

为加快 PSO 算法的收敛速度,减少迭代次数,笔者将收缩因子和线性递减惯性权重引入到 PSO 算法,故称之为带收缩因子的线性递减权重粒子群算法(W-CPSO)。

其具体的流程如下:

Step1:初始化种群—设定初始种群 N ,种群规模 D ,迭代步数 M 。初始化种群各微粒的速度和位置,设定各微粒当前历史最优位置 p_{best} 、微粒群全局最优位置 g_{best} ;

Step2:计算每个微粒的目标函数值,即适应值;

Step3:根据速度和位置更新式(6)和式(3)来调整微粒的速度和位置;

Step4:比较种群每个微粒当前位置的适应值与其经历过最好位置 p_{best} 的适应值,如果当前适应值更优,则将其当前位置作为 p_{best} ;否则 p_{best} 不变;

Step5:比较每个微粒的适应值与全体微粒所历的最好位置 g_{best} 的适应值,如果优于 g_{best} 的适应值,则更新 g_{best} 的值,否则 g_{best} 不变;

Step6:若满足终止条件,算法停止,否则返回 Step3。

2 基于 W-CPSO 的齿轮传动优化设计

此处以某二级斜齿圆柱齿轮传动机构为例,其具体参数分别为:

功率 $P = 6.4 \text{ kW}$,转速 $n = 1460 \text{ r/min}$,总传动比 $i = 31.5$;工况中等冲击;每天工作 $10 \text{ h} \sim 12 \text{ h}$,使用寿命为 15 年;精度为 8 级。

2.1 确定设计变量

对于二级斜齿圆柱齿轮传动系统可靠性优化设计来说,涉及设计参数及影响因素较多,为了使问题简化,此处选取齿轮的主要参数作为优化设计的设计变量^[14-17]:

$$X = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7]^T = [m_{n1}, m_{n2}, z_1, z_3, i_1, \beta_1, \beta_3]^T \quad (8)$$

式中: m_{n1}, m_{n2} —高、低速级齿轮法向模数,mm; z_1, z_3 —高、低速级的小齿轮齿数; i_1 —高速级传动比; β_1, β_3 —斜齿轮的螺旋角,°。

2.2 目标函数的确定

根据齿轮传动的设计要求,在减轻重量降低成本的同时,也要兼顾传动的平稳性、可靠性。因此,此处选取体积最小、重合度相反数最小为该设计的目标函数:

(1) 体积:

$$\min f_1(x) = \frac{\pi \varphi_{d1}}{4} (1 + i_1^2) \left(\frac{m_{n1} z_1}{\cos \beta_1} \right)^3 + \frac{\pi \varphi_{d2}}{4} \left(1 + \frac{i_1^2}{i_1^2} \right) \left(\frac{m_{n2} z_3}{\cos \beta_3} \right)^3 \quad (9)$$

式中: $\varphi_{d1}, \varphi_{d2}$ —高速级,低速级齿宽系数; i —总传动比。

(2) 重合度:

$$\min f_2(x) = - \left\{ \begin{aligned} & \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{i_1 z_1} \right) \right] \cos \beta_1 + \\ & \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_3} + \frac{i_1}{i_1 z_3} \right) \right] \cos \beta_3 + \\ & \frac{\tan \beta_1}{\pi} \cdot \varphi_{d1} \cdot z_1 + \frac{\tan \beta_3}{\pi} \cdot \varphi_{d2} \cdot z_3 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

2.3 统一目标函数

此处采用线性加权组合法将多目标问题转换成单目标问题,权重系数分别取 0.7 和 0.3。另外,二级斜齿圆柱齿轮传动系统优化设计数学模型的两个目标函数(重合度和体积)函数值数量级差异较大,即:单对齿轮的重合度函数值为 $1 \sim 2$,而体积函数值的数量级为 10^6 。

综上所述,统一后的目标函数为:

$$\min f(x) = \min [\omega_1 f_1(x) + \omega_2 \times 10^6 \times (5 + f_2(x))] \quad (11)$$

2.4 约束条件的确定

(1) 齿数约束

根据不发生根切最小齿数要求及设计经验,对斜齿圆柱齿轮的齿数进行限制:

$$g_1(x) = 17 \cos^3 x_6 - x_3 \leq 0 \quad (12)$$

$$g_2(x) = 17 \cos^3 x_7 - x_4 \leq 0 \quad (13)$$

(2) 模数约束

斜齿圆柱齿轮的模数需满足:

$$g_3(x) = 2 - x_1 \leq 0 \quad (14)$$

$$g_4(x) = 2 - x_2 \leq 0 \quad (15)$$

(3) 螺旋角约束

螺旋角的取值范围 $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$:

$$g_5(x) = 8 - x_6 \leq 0 \quad (16)$$

$$g_6(x) = x_6 - 20 \leq 0 \quad (17)$$

$$g_7(x) = 8 - x_7 \leq 0 \quad (18)$$

$$g_8(x) = x_7 - 20 \leq 0 \quad (19)$$

(4) 几何干涉约束

根据设计要求,高速级大齿轮(齿轮 2)与低速轴(输出轴)不发生干涉的条件为:

$$a_2 - E - 5 - \frac{d_{a2}}{2} > 0 \quad (20)$$

式中: a_2 —低速级中心距,mm; E —低速级轴半径,mm; d_{a2} —高速级大齿轮齿顶圆直径,mm。

$$g_9(x) = -\frac{x_2 x_4 (31.5/x_5 + 1)}{2 \cos x_7} + 30 + \frac{x_1 x_3 x_5}{2 \cos x_6} + x_1 < 0 \quad (21)$$

(5) 可靠性约束

根据设计要求及经验可知:接触疲劳强度的可靠度 μ 需不小于 0.999,弯曲疲劳强度的可靠度 μ 也需不小于 0.999,即:

$$\begin{aligned} [\mu]_H - \mu_H &\leq 0 \\ [\mu]_F - \mu_F &\leq 0 \end{aligned} \quad (22)$$

根据应力—强度干涉理论可知:可靠度系数 μ_R 与可靠度存在一一对应关系,即:

$$\begin{aligned} [\mu]_{RH} - \mu_{RH} &\leq 0 \\ [\mu]_{RF} - \mu_{RF} &\leq 0 \end{aligned} \quad (23)$$

根据给定的可靠度指标 $[\mu]_H$ 和 $[\mu]_F$ 的值,查正态分布表,可得 $[\mu]_{RH}$ 和 $[\mu]_{RF}$ 为 3.093。

两级齿轮使用的材料均为 40Cr 渗碳淬火,齿面硬度为 55HRC,查表得: $S_{\ln \sigma_{HS}} = 0.1$; $\sigma_{HS} = 1\,200$ MPa。

$$\begin{cases} \bar{\sigma}_{HS} = \exp(\mu_{\ln \sigma_{HS}} + 0.5 S_{\ln \sigma_{HS}}^2) = 1\,643.161 \\ \mu_{\ln \sigma_{HS}} = 3.093 S_{\ln \sigma_{HS}} + \ln \sigma_{HS} = 7.399 \\ C_{\sigma_{HS}} = \sqrt{\exp(S_{\ln \sigma_{HS}}^2) - 1} = 0.100\,3 \end{cases} \quad (24)$$

式中: $\bar{\sigma}_{HS}$ —齿面接触疲劳极限均值; $\mu_{\ln \sigma_{HS}}$ —接触疲劳极限对数均值; $C_{\sigma_{HS}}$ —齿面接触疲劳极限变异系数; $S_{\ln \sigma_{HS}}$ —接触疲劳极限的对数标准差; σ_{HS} —齿轮接触疲劳极限。

同理,查表得 $S_{\ln \sigma_{FS}} = 0.2$; $\sigma_{FS} = 720$ MPa。

$$\begin{cases} \bar{\sigma}_{FS} = \exp(\mu_{\ln \sigma_{FS}} + 0.5 S_{\ln \sigma_{FS}}^2) = 1\,363.554 \\ \mu_{\ln \sigma_{FS}} = 3.093 S_{\ln \sigma_{FS}} + \ln \sigma_{FS} = 7.198 \\ C_{\sigma_{FS}} = \sqrt{\exp(S_{\ln \sigma_{FS}}^2) - 1} = 0.202 \end{cases} \quad (25)$$

式中: $S_{\ln \sigma_{FS}}$ —齿轮弯曲疲劳极限的对数标准差; σ_{FS} —齿轮齿根弯曲疲劳极限。

此处省略 $\bar{\sigma}'_{HS}$, $C'_{\sigma_{HS}}$, $\bar{\sigma}'_{FS}$, $C'_{\sigma_{FS}}$ 各系数计算的过程。

根据公式:

$$\begin{cases} \bar{\sigma}'_{HS} = \bar{\sigma}_{HS} \bar{Z}_N \bar{Z}_R \bar{Z}_V \bar{Z}_W \bar{Z}_L \bar{Z}_X \\ C'_{\sigma_{HS}} = (C_{\sigma_{HS}}^2 + C_{ZN}^2 + C_{ZR}^2 + C_{ZV}^2 + C_{ZW}^2 + C_{ZL}^2 + C_{ZX}^2)^{0.5} \end{cases} \quad (26)$$

式中: $\bar{\sigma}'_{HS}$ —齿面接触疲劳强度的均值; $C'_{\sigma_{HS}}$ —变异系数

通过计算可得: $\bar{\sigma}'_{HS} = 1\,771.327$ MPa; $C'_{\sigma_{HS}} = 0.113$ 。

根据公式:

$$\begin{cases} \bar{\sigma}'_{FS} = \bar{\sigma}_{FS} \bar{Y}_S \bar{Y}_N \bar{Y}_\sigma \bar{Y}_R \bar{Y}_X \\ C'_{\sigma_{FS}} = (C_{\sigma_{FS}}^2 + C_S^2 + C_N^2 + C_\sigma^2 + C_R^2 + C_X^2)^{0.5} \end{cases} \quad (27)$$

式中: $\bar{\sigma}'_{FS}$ —高速级小齿轮齿根弯曲疲劳强度的均值; $C'_{\sigma_{FS}}$ —变异系数。

通过计算,可得: $\bar{\sigma}'_{FS} = 3\,054.362$ MPa; $C'_{\sigma_{FS}} = 0.213$ 。

同样,此处省略 $\bar{\sigma}_H$, C_{σ_H} , $\bar{\sigma}_F$, C_{σ_F} 各系数的计算过程。

根据公式:

$$\begin{cases} \bar{\sigma}_H = \bar{Z}_H \bar{Z}_E \bar{Z}_\varepsilon \bar{Z}_\beta \sqrt{\frac{K_A \bar{K}_V \bar{K}_{H\beta} \bar{K}_{H\alpha} \bar{F}_t}{d_1 b}} \times \frac{u \pm 1}{u} \\ C_{\sigma_H} = [C_{HM}^2 + C_{ZE}^2 + C_{ZH}^2 + C_{Z\varepsilon}^2 + C_{Z\beta}^2 + 0.25(C_{KA}^2 + C_{KV}^2 + C_{KH\beta}^2 + C_{KH\alpha}^2 + C_{Ft}^2)]^{0.5} \end{cases} \quad (28)$$

通过计算,可得:

$$\begin{cases} \bar{\sigma}_H = 2.1 \times 10^5 \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_1}{\varphi_{d1} m_{n1}^3 z_1^2}} \times \frac{i_1 + 1}{i_1} \\ C_{\sigma_H} = 0.056 \end{cases} \quad (29)$$

根据公式:

$$\begin{cases} \bar{\sigma}_F = \frac{\bar{F}_t}{bm} \bar{Y}_{Fa} \bar{Y}_{Sa} \bar{Y}_\varepsilon \bar{Y}_\beta \bar{K}_A \bar{K}_V \bar{K}_{F\beta} \bar{K}_{F\alpha} \\ C_{\sigma_F} = (C_{FM}^2 + C_{KA}^2 + C_{KV}^2 + C_{KF\beta}^2 + C_{KF\alpha}^2 + C_{Ft}^2 + C_{Y_{Fa}}^2 + C_{Y_{Sa}}^2 + C_{Y_\varepsilon}^2 + C_{Y_\beta}^2)^{0.5} \end{cases} \quad (30)$$

计算得:

$$\begin{cases} \bar{\sigma}_F = 1.2 \times 10^6 \frac{\cos \beta_1^2}{\varphi_{d1} m_{n1}^3 z_1^2} \\ C_{\sigma_F} = 0.094 \end{cases} \quad (31)$$

再根据公式:

$$\mu_{RH} = \frac{\ln \bar{\sigma}'_{HS} - \ln \bar{\sigma}_H}{\sqrt{C_{\sigma_{HS}}'^2 + C_{\sigma_H}^2}} \quad (32)$$

$$\mu_{RF} = \frac{\ln \bar{\sigma}'_{FS} - \ln \bar{\sigma}_F}{\sqrt{C_{\sigma_{FS}}'^2 + C_{\sigma_F}^2}} \quad (33)$$

代入公式并整理,可得高速级齿轮齿面接触疲劳可靠性约束:

$$g_{10}(x) = 3.093 -$$

$$8.721 \left[-4.773 + 0.5 \ln \left(\frac{1.1 \times m_{n1}^3 z_1^3 i_1}{\cos^3 \beta_1 (i_1 + 1)} \right) \right] \leq 0 \quad (34)$$

高速级齿轮齿根弯曲疲劳可靠性约束为:

$$g_{11}(x) = 3.093 - 4.301 \left[-5.989 + \ln \left(\frac{1.1 \times m_{n1}^3 z_1^2}{\cos \beta_1^2} \right) \right] \leq 0 \quad (35)$$

同理,可得低速级齿轮齿根弯曲疲劳可靠性约束为:

$$g_{12}(x) = 3.093 - 4.301 \left[-6.802 + \ln \left(\frac{1.1 \times m_{n2}^3 z_3^2}{\cos \beta_3^2} \right) \right] \leq 0 \quad (36)$$

低速级齿轮齿面接触疲劳可靠性约束为:

$$g_{13}(x) = 3.093 - 8.721 \left[-5.402 + 0.5 \ln \left(\frac{34.65 \times m_{n2}^3 z_3^3}{\cos^3 \beta_3 (i_1 + 31.5)} \right) \right] \leq 0 \quad (37)$$

2.5 优化结果分析

笔者采用 PSO、W-CPSO 算法对该实例中二级斜齿圆柱齿轮传动系统进行多目标可靠性优化设计,并对设计的结果进行圆整,得到优化结果

各算法优化结果如表 1 所示。

表 1 各算法优化结果

变量	原设计	PSO 算法	W-CPSO 算法
m_{n1}	2	2	2
m_{n2}	2.5	2	2
z_1	17	17	16
z_3	17	16	15
i_1	6.61	6.58	6.96
β_1	8.39°	10.49°	12.2°
β_3	10.17°	12.32°	13.9°
体积/(10 ⁶ mm ³)	3.22	2.31	1.94
总重合度	5.21	5.56	5.59

根据表 1 可知:

采用 PSO 算法,体积为 2.31×10^6 mm³,重合度 5.56;采用 W-CPSO 算法,体积为 1.94×10^6 mm³,重合度 5.59。

另外,高速级小齿轮当量齿数 $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta_1 = 16 / \cos^3 12.2^\circ = 17.13 > 17$ (不发生根切);

低速级小齿轮当量齿数 $z_{v3} = z_3 / \cos^3 \beta_3 = 15 / \cos^3 13.9^\circ = 16.5 < 17$ (发生根切),为使低速级小齿轮不发生根切,小齿轮采用正变位。

PSO 算法和 W-CPSO 算法适应度函数变化曲线如

图 2 所示。

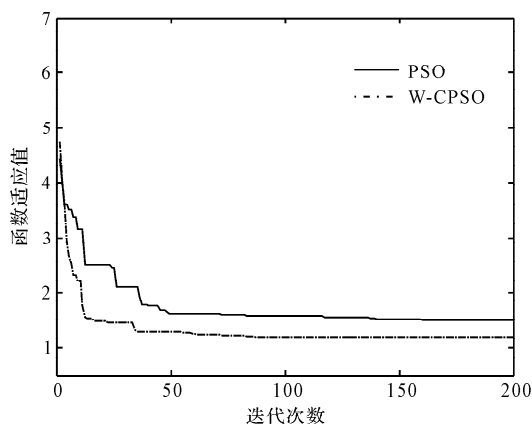


图 2 PSO 和 W-CPSO 适应度函数变化曲线

根据图 2 分析可知:

PSO 算法在约 170 代时找到了最优解,而 W-CPSO 算法在约 100 代时找到了最优解,迭代次数减少,收敛速度加快。

笔者将各算法优化结果与原设计结果进行了比较,比较结果如表 2 所示。

表 2 各算法优化结果比较表

方法	PSO 算法		W-CPSO 算法	
与原设计相比较	体积	重合度	体积	重合度
减少量/增加量	28.3% ↓	6.7% ↑	39.8% ↓	7.3% ↑

根据表 2 对比可知:

(1)经 PSO 算法、W-CPSO 算法优化后,与原设计比较,齿轮体积分别减少了 28.3%、39.8%;(2)齿轮重合度分别增加了 6.7%、7.3%。

优化结果表明,W-CPSO 算法对二级斜齿圆柱齿轮传动系统优化设计的结果合理,效果最好。

3 结束语

本文通过分析,得到了二级斜齿圆柱齿轮传动系统可靠性优化设计的目标函数及约束条件,确定了该齿轮传动系统可靠性优化设计的设计变量,建立了可靠性优化设计的数学模型;并利用带收缩因子的线性递减权重粒子群算法(W-CPSO)求解速度更快、精度更高的特点,对二级斜齿圆柱齿轮传动系统可靠性优化设计的数学模型进行了求解。

研究结果显示:经优化设计,齿轮传动系统的体积减少了 39.8%,重合度增加了 7.3%;在实现了二级斜齿圆柱齿轮传动系统轻量化的同时,也保证了传动系统较高的承载能力,使传动更平稳;该结果可为齿轮传动系统的优化设计提供一定的参考。

参考文献 (References):

- [1] 付军豪,刘 康,胥 云,等. 基于 GAPSO 算法的转台齿轮传动多目标优化研究[J]. 机电工程,2020,37(4):420-424.
- [2] 钱亚平,张 瑜,顾寄南. 基于遗传算法的推料机齿轮传动多目标优化设计[J]. 机电工程,2018,35(8):805-810.
- [3] 顾 涛,何辉波,李华英,等. 风电齿轮传动系统结构参数优化设计与仿真分析[J]. 机械设计与制造,2016,(1):202-205.
- [4] 李凤江,张 捷,廖映华,等. 采煤机摇臂齿轮传动系统的可靠性优化设计[J]. 机械强度,2017,39(5):1099-1104.
- [5] 郭宏显,寸立岗,柳彦虎,等. JMY175 工矿内燃机车车轴齿轮箱的可靠性优化设计[J]. 机械传动,2016,40(5):165-170.
- [6] KENNEDY J, EBERHART R. Particle swarm optimization [C]. Proceedings of IEEE international conference on neural networks, Perth, Australia:[s. n.],1995.
- [7] SHI Y, EBERHART R. A modified particle swarm optimizer [C]. Proceedings of IEEE international conference on evolutionary computation, Anchorage, Alaska:[s. n.],1998.
- [8] EBERHART R, SHI Y. Tracking and optimizing dynamic systems with particle swarms [C]. Proceedings of the IEEE congress on evolutionary computation, San Francisco, USA: IEEE, 2001.
- [9] SHI Y, EBERHART R. Empirical study of particle swarm optimization [C]. Proceedings of IEEE international conference on evolutionary computation, Washington, USA: IEEE, 1999.
- [10] 陈贵敏,贾建援,韩 琪. 粒子群优化算法的惯性权值递减策略研究[J]. 西安交通大学学报,2006,40(1):53-56,61.
- [11] CLERC M, KENNEDY J. The particle swarm-explosion, stability, and convergence in a multidimensional complex space[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002,6(1):58-73.
- [12] 李洪亮,侯朝桢,周绍生. 一种高效的改进粒子群优化算法[J]. 计算机工程与应用,2008,44(1):14-16,30.
- [13] EBERHART R, SHI Y. Comparing inertia weights and constriction factors in particle swarm optimization [C]. Proceedings of the congress on evolutionary computation, California, USA:[s. n.],2000.
- [14] 蒿丽萍. 基于 MATLAB 的多级齿轮传动多目标可靠性优化设计研究[J]. 机械传动,2014,38(1):74-77,91.
- [15] 赵林林,黄小平,李景仲. 基于 MATLAB 的系泊绞车齿轮传动机构模糊优化设计[J]. 机械传动,2015,39(8):74-77.
- [16] 张 席,李炳文,郝 亚,等. 基于体积最优的调度绞车多级传动系统优化设计及性能分析[J]. 机械传动,2019,43(1):75-84.
- [17] 高铭良,崔建昆,黄冬平,等. 直线共轭内啮合齿轮传动重合度的计算分析[J]. 流体机械,2017,45(2):28-31.

[编辑:雷 敏]

本文引用格式:

王 纯,韩加好,吉 庆. 基于改进粒子群算法的齿轮传动优化设计研究[J]. 机电工程,2021,38(2):239-244.

WANG Chun, HAN Jia-hao, JI Qing. Optimization design of gear transmission based on improved particle swarm optimization algorithm[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2021,38(2):239-244.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>