

个性化角接触球轴承的优化设计方法

韩泽光,廖小萱,郝瑞琴,白晓天

(沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168)

摘要 目的 以角接触球轴承为研究对象,对其内部非标准化的结构尺寸进行多目标优化设计,以提高角接触球轴承的工作性能并提供其个性化结构尺寸方案。方法 通过以基本额定静载荷、基本额定动载荷和最小油膜厚度为目标构建多目标优化数学模型,采用改进后的 NSGA-II 多目标遗传算法进行模型的求解;再利用熵权-TOPSIS 评价方法对求解得到的 Pareto 解集进行评价排序,获得个性化最优方案;最后以 7200AC 轴承为例,对笔者提出的优化设计方法进行验证。**结果** 该算例经过多目标优化设计后,基本额定静载荷与基本额定动载荷的最佳优化数值相较于标准值分别提高了 38% 和 8.8%,同时最小油膜厚度也保持了良好的性能要求,以此丰富了该型号的角接触球轴承的内部结构尺寸方案。**结论** 笔者提出的多目标优化方法具备可行性与多样性,丰富了角接触球轴承的内部结构尺寸家族,为满足不同工作条件下的轴承的个性化需求提供了可靠依据。

关键词 NSGA-II;多目标优化设计;角接触球轴承;熵权-TOPSIS 评价;个性化设计

中图分类号 TH133.33⁺1 文献标志码 A

Optimal Design Method for Personalized Angular Contact Ball Bearings

HAN Zeguang, LIAO Xiaoxuan, HAO Ruiqin, BAI Xiaotian

(School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

Abstract: In this paper, in order to improve the performance of angular contact ball bearings and provide a personalized structure size scheme, a multi-objective optimization design was carried out for the internal non-standardized structure size of angular contact ball bearings. The multi-objective optimization design mathematical model was established with basic rated static load, basic rated dynamic load and minimum oil film thickness as the objectives, and used the improved NSGA-II multi-objective genetic algorithm to solve this model. Then the Entropy-TOPSIS evaluation method was used to evaluate and sort the Pareto solution set to obtain the personalized optimal scheme. Finally, taking the 7200AC bearing as an example, verified the optimization design method. After

收稿日期:2021-07-12

基金项目:国家自然科学基金项目(51909357)

作者简介:韩泽光(1967—),男,教授,博士,主要从事人工智能、机器人技术等方面研究。

multi-objective optimization design, the optimal value of the basic rated static load and the basic rated dynamic load increases by 38% and 8.8% respectively compared with the standard value, and the minimum oil film thickness also keeps good performance requirements, thus enriching the internal structure size scheme of this type of angular contact ball bearing. In conclusion, the multi-objective optimization method proposed in this paper has feasibility and diversity, and improves the internal structure design of angular contact ball bearings, so as to improve the performance of angular contact ball bearings under different working conditions.

Key words: NSGA-II; multi-objective optimization design; angular contact ball bearings; entropy weight-TOPSIS evaluation, personalized design

滚动轴承是机械设备中重要的基础元件,主要用来承受载荷和传递动力,在重型机械和航空航天中广泛应用^[1]。如今,高速重载的机械设备对轴承的工作性能和使用寿命有了更高的要求,而轴承内部未标准化的结构参数与其工作表现是息息相关的。张腾等^[2]建立以轴承疲劳寿命最长为目标的优化模型来改变轴承的内圈挡边根部厚度、外圈最小内径和公称接触角,得出锥角取 $28^{\circ}30'$ 时承载能力最大;王德伦等^[3]以双列圆锥滚子轴承为研究对象,建立了体积最小和寿命最长的优化数学模型,求解出轴承内径、外径、座圈宽度等几何结构参数的最优值;D. Eugeniv^[4]进行了最大额定寿命的优化设计,开发了相应优化程序,得出优化接触角和节距比可以最大限度地延长额定寿命;吕志鹏等^[5]以谐波减速器中的柔轮支承轴承为研究对象,建立了轴承额定动载荷最大和磨损寿命最长目标下的优化模型,利用 MATLAB 和 ISIGHT 联合优化求解,结果表明,滚珠直径对目标的影响最大;罗天宇等^[6]以滚动体直径、滚动体个数和节圆直径作为设计变量,建立了角接触球轴承刚度最大或额定动载荷最大目标下的优化数学模型并求解,数据表明不同的优化目标导致了结果的差异性;T. Rajiv 等^[7]以动态承载能力最大、弹性流体动力最小、油膜厚度最大及轴承温度最小为目标对球面滚子轴承进行了优化设计,经遗传算法得到轴承寿命明显提高的最优结构参数;张静静等^[8]基于轴承寿命为目标对其球

数、球径、垫片角、内外圈沟曲率半径系数及径向游隙进行了优化设计,采取正交试验法得到结构参数对轴承寿命的影响规律;汪久根等^[9]以双列角接触球轴承的钢球数、钢球直径、内外滚道沟曲率半径系数以及节圆直径为设计变量,进行了额定动载荷和额定静载荷最大目标下优化设计。上述研究中未曾考虑高速运转情况下润滑对轴承性能的影响,优化功能单一,难以支撑轴承产品的个性化设计。

基于此,笔者提出一种保证轴承承载能力最大和润滑性能最好的多目标非线性约束问题的角接触球轴承解决方案,通过算例验证其有效性和可靠性,以满足用户多样性和个性化需求,丰富轴承的制造样本。

1 优化数学模型

1.1 设计变量

角接触球轴承的几何尺寸参数如图1所示。在《滚动轴承代号方法》(GB/T 272—2017)中对轴承内部结构相关的轴承节圆直径 D_m 、滚动体直径 D_b 、滚动体个数 Z 、内外滚道沟曲率半径系数 f_i 、 f_o 没有进行标准化,这些参数变化对轴承性能有着重要影响,因此选取上述五个参数作为设计变量,同时为保证优化过程能更好地满足工程实际要求,增加滚动体最大直径控制系数 k_{Dmax} 、滚动体最小直径控制系数 k_{Dmin} 、轴承外环强度控制系数 ε 、轴承运转控制系数 e 、轴承宽度控制系数 ξ 等与约束条件相关的变量控制系

数^[10]作为设计变量,因此角接触球轴承的优化数学模型的设计变量为

$$\mathbf{X} = [D_m, D_b, Z, f_i, f_o, k_{D_{\min}}, k_{D_{\max}}, \varepsilon, e, \xi]^T = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, x_9, x_{10}]^T. \quad (1)$$

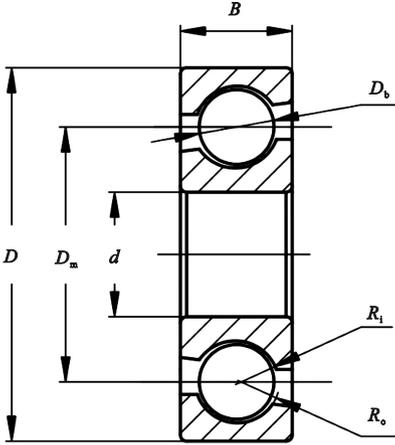


图1 角接触球轴承几何尺寸参数

Fig. 1 The geometric dimension parameters of angular contact ball bearings

1.2 目标函数

1.2.1 基本额定静载荷最大

滚动轴承在低速条件下工作时,基本额定静载荷越大,说明轴承的静强度越大,因此,为提高低速工况下轴承的工作性能,角接触球轴承的基本额定静载荷 C_S 的目标函数为

$$\max f_2(\mathbf{X}) = \begin{cases} 1.3f_c(\text{icos}\alpha)^{0.7}x_3^{\frac{2}{3}}x_2^{1.8}, & x_2 \leq 25.4 \text{ mm}; \\ 4.741f_c(\text{icos}\alpha)^{0.7}x_3^{\frac{2}{3}}x_2^{1.4}, & x_2 > 25.4 \text{ mm}. \end{cases} \quad (5)$$

其中, $f_c = 37.91 \left\{ 1 + \left[1.04 \left(\frac{1-\gamma}{1+\gamma} \right)^{1.72} \left(\frac{x_4}{x_5} \times \frac{2x_5-1}{2x_4-1} \right)^{0.41} \right]^{\frac{10}{3}} \right\}^{-0.3} \times \frac{\gamma^{0.3}(1-\gamma)^{1.39}}{(1+\gamma)^{\frac{1}{3}}} \times \left(\frac{2x_4}{2x_4-1} \right)^{0.41}$.

1.2.3 最小油膜厚度最大

高转速条件下工作的轴承必须考虑油膜厚度对其润滑的影响,结合国际上通用的 Hamrock 和 Dowson 提出的轴承油膜厚度计

$$H_{\min, \text{内}} = 3.63\alpha_1^{0.49} \times R_{x, \text{内}}^{0.466} \times E_0^{-0.117} \times Q^{-0.073} \times \left[\frac{\pi n_i x_1 \eta_o (1-\gamma^2)}{120} \right]^{0.68} \times \left\{ 1 - \exp \left[-0.703 \times \left(\frac{R_{y, \text{内}}}{R_{x, \text{内}}} \right)^{0.636} \right] \right\}. \quad (7)$$

$$\max f_1(\mathbf{X}) = \min(C_{S, \text{内}}, C_{S, \text{外}}). \quad (2)$$

式中: $C_{S, \text{内}}, C_{S, \text{外}}$ 分别是内、外圈的基本额定静载荷。

$$C_{S, \text{内}} = \frac{23.8ix_3x_2^2(a_i^*b_i^*)^3\cos\alpha}{\left(4 - \frac{1}{x_4} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}\right)^2}. \quad (3)$$

$$C_{S, \text{外}} = \frac{23.8ix_3x_2^2(a_o^*b_o^*)^3\cos\alpha}{\left(4 - \frac{1}{x_5} + \frac{2\gamma}{1-\gamma}\right)^2}. \quad (4)$$

式中: i 为滚动体列数; $a_i^*, a_o^*, b_i^*, b_o^*$ 分别为滚动体与内、外圈接触椭圆长轴和短轴半径的无量纲参数; $a^* = \left(\frac{2\kappa^2 E}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}}, b^* =$

$$\left(\frac{2E}{\pi\kappa} \right)^{\frac{1}{3}}, E \approx 1.0003 + 0.5968 \left(\frac{R_x}{R_y} \right), \kappa \approx$$

$$1.0339 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0.636}, R_x = \frac{x_2(1+\gamma)}{2} \quad (+ \text{用于外圈}, - \text{用于内圈}), R_y = \frac{x_j x_2}{2x_j - 1} \quad (\text{内滚道 } j=4,$$

外滚道 $j=5), \alpha$ 为接触角, $\gamma = \frac{x_2 \cos\alpha}{x_1}$.

$$\text{外滚道 } j=5), \alpha \text{ 为接触角, } \gamma = \frac{x_2 \cos\alpha}{x_1}.$$

1.2.2 基本额定动载荷最大

基本额定动载荷是轴承中、高转速工况下疲劳寿命的重要影响因素,此处采用国际上通用的 Lundberg-Palmgren 式^[11]计算,因此对应的目标函数表达式为

算公式,导出的目标函数为

$$\max f_3(\mathbf{X}) = \min(H_{\min, \text{内}}, H_{\min, \text{外}}). \quad (6)$$

式中: $H_{\min, \text{内}}, H_{\min, \text{外}}$ 分别为内、外圈处的最小油膜厚度。

$$H_{\min,外} = 3.63\alpha_1^{0.49} \times R_{x,外}^{0.466} \times E_0^{-0.117} \times Q^{-0.073} \times \left[\frac{\pi n_i x_1 \eta_o (1 - \gamma^2)}{120} \right]^{0.68} \times \left\{ 1 - \exp \left[-0.703 \times \left(\frac{R_{y,外}}{R_{x,外}} \right)^{0.636} \right] \right\}. \quad (8)$$

其中, $Q = \frac{5F_r}{ix_3 \cos \alpha}$, $R_{x,内} = \frac{x_2}{2(1 - \gamma)}$, $R_{x,外} = \frac{x_2}{2(1 + \gamma)}$, $R_{y,内} = \frac{x_4 x_2}{2x_4 - 1}$, $R_{y,外} = \frac{x_5 x_2}{2x_5 - 1}$; α_1 为黏度系数; E_0 为杨氏弹性模量, MPa; Q 为接触载荷, N; n_i 为内圈转速, r/min; η_o 为常压下润滑油的动力黏度; F_r 为轴承所受的径向载荷, N。

1.3 约束条件

1.3.1 滚动体的个数

为了确保滚动体能便利地装配在内、外圈之间, 则滚动体直径和个数的约束条件为

$$g_1(\mathbf{X}) = \frac{\Phi_o}{2 \sin^{-1} \left(\frac{x_2}{x_1} \right)} - x_3 + 1 \geq 0. \quad (9)$$

式中: 滚动体装配角 $\Phi_o = 2\pi - 2\cos^{-1}$

$$\left\{ \frac{\left[U^2 + \left(\frac{D}{2} - T - x_2 \right)^2 - \left(\frac{d}{2} + T \right)^2 \right]}{2U \left(\frac{D}{2} - T - x_2 \right)} \right\}, \quad T =$$

$$\frac{D - d - 2x_2}{4}, \quad U = \frac{D - d}{2} - 3T。$$

1.3.2 滚动体直径受到轴承的内外径的限制

为保证合理装配, 滚动体直径应由限制参数 $k_{D_{\max}}, k_{D_{\min}}$ 限定, 相应的约束条件为

$$g_2(\mathbf{X}) = 2x_2 - x_6(D - d) \geq 0. \quad (10)$$

$$g_3(\mathbf{X}) = x_7(D - d) - x_2 \geq 0. \quad (11)$$

1.3.3 轴承的节圆直径

为保证轴承中滚动体运转良好, 轴承的节圆直径与内外径之间的平均直径不能相差太大, 引入限制参数 e 确定的约束条件为

$$g_4(\mathbf{X}) = x_1 - (0.5 - x_9)(D + d) \geq 0. \quad (12)$$

$$g_5(\mathbf{X}) = (0.5 + x_9)(D + d) - x_1 \geq 0. \quad (13)$$

1.3.4 滚动体直径

滚动体直径受到轴承宽度的限制, 则相应的约束条件为

$$g_6(\mathbf{X}) = x_{10}B - x_2 \geq 0. \quad (14)$$

1.3.5 轴承外滚道处的套圈厚度

为保证轴承的强度, 轴承外滚道处的套圈厚度不应小于 εD_b , 相应的约束条件为

$$g_7(\mathbf{X}) = 0.5(D - x_1 - x_2) - x_8 x_2 \geq 0. \quad (15)$$

1.3.6 内外滚道曲率半径系数

为保证轴承的动态承载能力, 内外滚道曲率半径系数不应小于 0.515, 相应的约束条件为

$$g_8(\mathbf{X}) = x_4 - 0.515 \geq 0. \quad (16)$$

$$g_9(\mathbf{X}) = x_5 - 0.515 \geq 0. \quad (17)$$

2 优化模型的求解方法和方案排序

2.1 优化算法选择

上述优化数学模型属于 3 个目标函数、9 个约束条件的非线性优化问题, 为了避免优化算法需要求导和易于陷入局部最优的不足, 选用运行速度快, 解集收敛性好的快速非支配排序算法 NSGA - II 作为求解算法。

2.2 优化结果的工程化处理

2.2.1 处理原则

通过上述算法可以得到大量的 pareto 实数解, 且精确到小数点后四位有效数字, 数据差异度小, 不便于工程应用实施, 为此需要对设计结果进行工程化处理, 具体处理原则: ①滚动体的个数取整; ②小数点后保留两位有效数字; ③数值非常接近的解仅保留 1 个, 其余剔除。

2.2.2 方案评价

采用熵权-TOPSIS 法进行方案评价。熵权法计算设计变量和目标函数的权重, TOPSIS 法完成方案的综合评价, 保证了权重计算结果相对客观准确, 决策层次分明, 为滚动轴承产品的多样化和个性化提供保证。

熵权法是一种客观赋权的数学评价方法^[12],信息熵值越小,说明该指标对综合评价的权重也就越大。

多目标多变量问题中计算权重原理:假设将要评价的方案数为 n , 每个方案有 m (设计变量与目标函数的数目) 个指标, x_{ij} 表示为第 i 个方案的第 j 个指标的数值 ($i=1, 2, \dots, n; j=1, 2, \dots, m$)。

(1) 指标归一化处理

为了消除各个指标之间的量纲差异,将指标的绝对数值转化为相对数值,实现各项不同质指标值的同质化。指标分为正向和负向,正向指标值越高,目标值越好;负向指标值越高,目标值越差。正向指标和负向指标分别由式(18)和式(19)计算。

$$x'_{ij}(\text{正}) = \frac{x_{ij} - \min\{x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{nj}\}}{\max\{x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{nj}\} - \min\{x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{nj}\}} \quad (18)$$

$$x'_{ij}(\text{负}) = \frac{\max\{x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{nj}\} - x_{ij}}{\max\{x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{nj}\} - \min\{x_{1j}, x_{2j}, \dots, x_{nj}\}} \quad (19)$$

(2) 计算指标在方案中的比重

第 j 个指标在第 i 个方案值占该指标的比重为

$$P_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sum_{i=1}^n x_{ij}} \quad (20)$$

(3) 计算指标的熵值

第 j 个指标的熵值为

$$e_j = - \frac{\sum_{i=1}^n P_{ij} \ln(P_{ij})}{\ln(n)} \quad (21)$$

(4) 计算信息熵冗余度

$$d_j = 1 - e_j \quad (22)$$

(5) 计算各个指标的权重

$$w_j = \frac{d_j}{\sum_{j=1}^m d_j} \quad (23)$$

TOPSIS 法是常用的一种多目标决策方法,该方法是借助评价方案与方案正负理想

解的相对距离确定的贴近度对其进行排序^[13],方案相对贴近度越大,说明该方案越好。TOPSIS 法在角接触球轴承方案排序的原理详述如下:

① 构建方案和指标矩阵 $A_{n \times m}$

矩阵 A 中元素 a_{ij} 为 ($i=1, 2, \dots, n; j=1, 2, \dots, m$) 第 i 个方案的第 j 个指标的数值。

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & \cdots & a_{1m} \\ \vdots & & \vdots \\ a_{n1} & \cdots & a_{nm} \end{bmatrix} \quad (24)$$

② 矩阵 A 正向化处理为矩阵 X

确定矩阵中的极小型指标、中间型指标和区间型指标,并将它们变换为极大型指标。变换规则:若为极小型指标,且指标元素 a_{ij} 均为正数,则矩阵 X 的对应元素为 $x_{ij} = \frac{1}{a_{ij}}$ 。

若为中间型指标,如 $\{a_{ij}\}$ 是一组中间型指标序列,其最佳数值为 a_{best} ,则矩阵 X 的对应元素为 $x_{ij} = 1 - \frac{|a_{ij} - a_{\text{best}}|}{\max\{|a_{ij} - a_{\text{best}}|\}}$ 。

若为区间型指标,如 $\{a_{ij}\}$ 是一组区间型指标序列,其最佳区间 $[p, q]$, 则当 $x_{ij} < p$ 时, $x_{ij} = 1 - \frac{|p - a_{ij}|}{\max\{p - \min\{a_{ij}\}, \max\{a_{ij}\} - q\}}$; 当 $x_{ij} > q$ 时, $x_{ij} = 1$; 当 $p \leq x_{ij} \leq q$ 时, $x_{ij} = 1 - \frac{a_{ij} - q}{\max\{p - \min\{a_{ij}\}, \max\{a_{ij}\} - q\}}$ 。

用相应的 x_{ij} 替换 a_{ij} 后组成的正向化矩阵为

$$X = \begin{bmatrix} x_{11} & \cdots & x_{1m} \\ \vdots & & \vdots \\ x_{n1} & \cdots & x_{nm} \end{bmatrix} \quad (25)$$

③ 矩阵 X 转化为标准化 Z

将矩阵 X 中元素 x_{ij} 标准化为 z_{ij} ($z_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n x_{ij}^2}}$), 由此由标准化后的元素组成矩阵

$$Z = \begin{bmatrix} z_{11} & \cdots & z_{1m} \\ \vdots & & \vdots \\ z_{n1} & \cdots & z_{nm} \end{bmatrix} \quad (26)$$

由此可确定最优方案 Z^+ (Z 中每列元素的最大值构成) 和最劣方案 Z^- (Z 中每列元素的最小值构成), 即

$$Z^+ = (Z_1^+, Z_2^+, \dots, Z_m^+) = (\max \{z_{11}, z_{21}, \dots, z_{n1}\}, \dots, \max \{z_{1m}, z_{2m}, \dots, z_{nm}\}). \quad (27)$$

$$Z^- = (Z_1^-, Z_2^-, \dots, Z_m^-) = (\min \{z_{11}, z_{21}, \dots, z_{n1}\}, \dots, \min \{z_{1m}, z_{2m}, \dots, z_{nm}\}). \quad (28)$$

④计算各评价方案的贴近度 C_i

结合熵权法中求得的权重 w_j , 由此上面求出的最优、最劣方案的接近程度为 $D_i^+ =$

$$\sqrt{\sum_{j=1}^m w_j (Z_j^+ - z_{ij})^2}, D_i^- = \sqrt{\sum_{j=1}^m w_j (Z_j^- - z_{ij})^2},$$

则评价方案的贴近度为

$$C_i = \frac{D_i^-}{D_i^+ + D_i^-}. \quad (29)$$

其中, $0 \leq C_i \leq 1$, 当 C_i 越接近 1 时, 说明评价对象越优秀。根据计算得到的 C_i 值大小来进行排序, 得到各个方案的评价排序结果。

3 工程算例

3.1 设计条件

选用型号为 7200AC 角接触球轴承, 其外径为 $D = 30 \text{ mm}$, 内径为 $d = 10 \text{ mm}$, 轴承宽度 $B = 9 \text{ mm}$, 设定接触角 $\alpha = 25^\circ$, 轴承列数 $i = 1$, 内圈转速 $n_i = 5000 \text{ r/min}$, 常压下润滑油的动力黏度为 $\eta_0 = 0.02 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 黏度系数为 $\alpha_1 = 10^{-8}$, 杨氏弹性模量为 $E_0 = 2.25 \times 10^{11} \text{ Pa}$, 轴承受到的径向载荷为 $F_r = 5000 \text{ N}$ 。

3.2 设计变量的取值范围

由文献[14]可知设计变量的取值范围分别为: $x_1 \in [0.5(D + d), 0.6(D + d)]$, $x_2 \in [0.15(D - d), 0.35(D - d)]$, $x_4 \in [0.515, 0.6]$, $x_5 \in [0.515, 0.6]$, $x_6 \in [0.4, 0.5]$, $x_7 \in [0.6, 0.7]$, $x_8 \in [0.3, 0.35]$, $x_9 \in [0.03, 0.08]$, $x_{10} \in [0.7, 0.85]$ 。

3.3 优化结果

根据以往 NSGA-II 优化算法使用经验和此次优化设计的需要, 此次优化设计设定种群大小 300 个, 最大代数 300 代, 交叉概率

0.8, 变异概率 0.08, 交叉分布指数为 20, 变异分布指数为 10, 随机种子为 0.5。优化后得到图 2 所示的 300 个 Pareto 解, 两两目标之间的分析如图 3、图 4 所示。

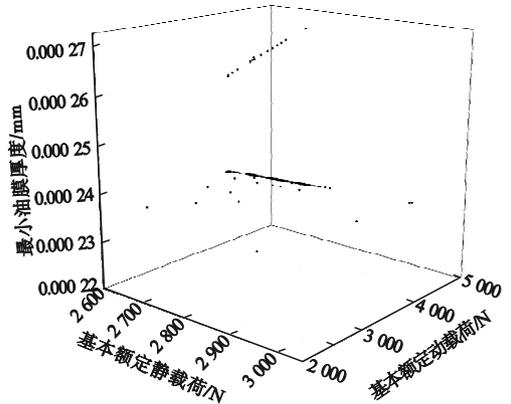


图 2 Pareto 解

Fig. 2 The Pareto solution

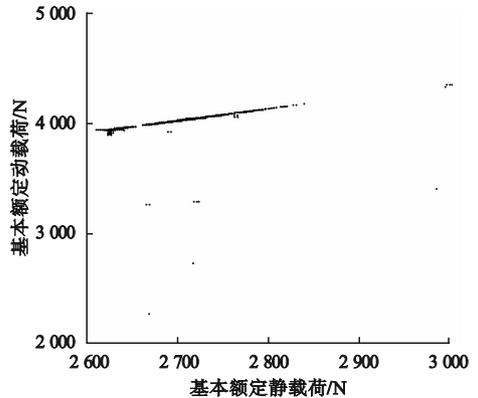


图 3 目标 1 与目标 2 的分析图

Fig. 3 The analysis diagram of goal 1 and goal 2

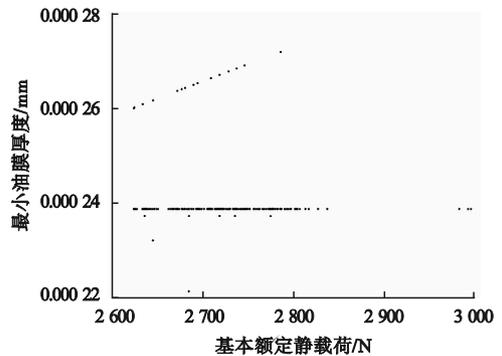


图 4 目标 1 与目标 3 的分析图

Fig. 4 The analysis diagram of goal 1 and goal 3

由图 2 ~ 图 4 可知, NSGA-II 优化算法与 NSGA 算法相比求解多个非线性约束组

成的多目标函数可以快速获得大量的非支配解,且这些解组成的 Pareto 前沿面更加柔顺。因此,以此方法优化可确保设计出的滚动轴承综合性能俱佳。

3.4 结果分析

按照前述数据工程化原则,在 Pareto 前沿面上获得了 10 组优秀且最具实用性的多目标 Pareto 解方案,如表 1 所示。经相应的排序算法程序运行计算得到方案的评价结果如表 2 所示,表 2 中对比的标准值是文献 [14] 中相对应的数据。

由表可知,不同的几何尺寸对轴承的性能影响差异较大,高速重载下的轴承主要保

证轴承的基本额定动载荷最大和最小油膜厚度最小,以确保其疲劳寿命更长,因此推荐使用方案 3、8;低速重载条件下的轴承,要求基本额定静载荷最大,推荐用方案 1、3、8;低速轻载条件下工作的轴承,对基本额定静载荷和基本额定动载荷要求不高,推荐用方案 4、7、9;高速轻载条件下工作的轴承,基本额定动载荷要适中以确保寿命长,基本额定静载荷要求不高,推荐用方案 2、5、6、10。从工程实际来看,多样化的数据方案丰富了滚动轴承的标准系列,而个性化评价为轴承生产提供了更加合适的内部尺寸方案,这样不仅充分发挥了轴承性能,而且降低了其使用成本。

表 1 多目标 Pareto 解方案

Table 1 The Pareto solution of multi-objective

方案	D_m	D_b	Z	f_i	f_o	k_{Dmin}	k_{Dmax}	ε	e	ξ	C_s	C_r	H_{min}
1	21.75	5.15	8	0.515	0.554	0.490	0.605	0.300	0.044	0.850	2 813.87	4 145.09	0.000 238 21
2	21.75	5.15	8	0.515	0.559	0.456	0.616	0.300	0.044	0.850	2 774.65	4 101.59	0.000 238 21
3	21.75	5.15	8	0.515	0.532	0.478	0.611	0.300	0.044	0.850	3 002.47	4 352.33	0.000 238 20
4	21.75	5.15	8	0.515	0.564	0.497	0.616	0.300	0.044	0.850	2 740.68	4 064.20	0.000 238 21
5	21.75	5.15	8	0.515	0.557	0.465	0.634	0.300	0.044	0.850	2 788.99	4 117.39	0.000 238 21
6	21.75	5.15	8	0.515	0.555	0.479	0.612	0.300	0.044	0.850	2 809.46	4 140.18	0.000 238 21
7	21.75	5.15	8	0.515	0.563	0.429	0.628	0.300	0.044	0.850	2 747.91	4 072.12	0.000 238 21
8	21.75	5.15	8	0.515	0.550	0.455	0.616	0.300	0.044	0.850	2 844.36	4 179.04	0.000 238 21
9	21.75	5.15	8	0.515	0.562	0.429	0.601	0.300	0.044	0.850	2 753.28	4 078.03	0.000 238 21
10	21.75	5.15	8	0.515	0.560	0.441	0.625	0.300	0.044	0.850	2 768.11	4 094.37	0.000 238 21

表 2 熵权-TOPSIS 法的方案评价结果

Table 2 The evaluation results of entropy-TOPSIS method

方案	正理想解距离	负理想解距离	相似接近度	C_s 与标准值 比值/%	C_r 与标准值 比值/%	排序结果
1	0.301	0.184	0.379	26	3.6	3
2	0.363	0.106	0.227	24	2.5	7
3	0.099	0.417	0.808	34	8.8	1
4	0.406	0.164	0.287	22	1.6	6
5	0.331	0.163	0.329	25	2.9	5
6	0.305	0.165	0.351	25	3.5	4
7	0.418	0.102	0.196	23	1.8	9
8	0.261	0.187	0.417	27	4.5	2
9	0.423	0.053	0.112	23	2.0	10
10	0.379	0.106	0.219	24	2.4	8

4 结 论

(1)通过 NSGA-II 求解角接触球轴承的多目标优化模型获得的多个方案与轴承样本手册中的标准值相比,在保证内径、外径和宽度等标准值不变的前提下,其基本额定动载荷、基本额定静载荷均有着明显提升,为高性能轴承设计与制造提供了有效支撑。

(2)采取熵权-TOPSIS 评价方法对多个轴承方案的分析与排序,不仅为最优方案的选择提供依据,同时可以为不同性能要求提供针对性的解决方案,丰富了轴承标准,为轴承生产厂商制造满足轴承用户的个性化需求产品提供有效指导。

参考文献

- [1] 杨晓蔚. 滚动轴承产品技术发展的现状与方向[J]. 轴承, 2020(8): 65-70.
(YANG Xiaowei. Current situation and direction for technology development of rolling bearing products [J]. Bearing, 2020(8): 65-70.)
- [2] 张腾, 赵丽, 穆春阳. 大锥角四列圆锥滚子轴承优化设计方法研究[J]. 电子世界, 2018(19): 19-20.
(ZHANG Teng, ZHAO Li, MU Chunyang. Research on optimization design method of four-row tapered roller bearings with large conical angle [J]. Electronic world, 2018(19): 19-20.)
- [3] 袁海良, 邱俊, 王智, 等. 风电传动系统轴承多目标优化设计[J]. 机械设计与制造工程, 2020, 49(10): 21-26.
(YUAN Hailiang, QIU Jun, WANG Zhi, et al. Multi-objective optimization design of bearing in wind power transmission system [J]. Machine design and manufacturing engineer, 2020, 49(10): 21-26.)
- [4] EUGENIO D. Optimal design of tapered roller bearings for maximum rating life under combined loads [J]. Mechanics & industry, 2017, 18(1): 112.
- [5] 陈帅挥, 周思柱, 吕志鹏. 谐波减速器柔性轴承的多目标联合优化[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2020(10): 47-50.
(CHEN Shuaihui, ZHOU Sizhu, Lü Zhipeng. Multi-objective joint optimization of flexible bearings for harmonic reducer [J]. Modular machine tool & automatic manufacturing technique, 2020(10): 47-50.)
- [6] 罗天宇, 孙东. 以角接触球轴承刚度为目标函数的主参数优化设计[J]. 轴承, 2018(9):

1-3.

- (LUO Tianyu, SUN Dong. Optimal design for main parameters of angular contact ball bearing using stiffness as objective function [J]. Bearing, 2018(9): 1-3.)
- [7] RAJIV T, ASHISH J. Optimal design of spherical roller bearings based on multiple tasking operating requirements [J]. Multidiscipline modeling in materials and structures, 2020, 16(5): 967-990.
- [8] 王廷剑, 张静静, 王黎钦, 等. 基于正交试验法的三点接触球轴承结构参数优化设计[J]. 轴承, 2020(12): 12-15.
(WANG Tingjian, ZHANG Jingjing, WANG Liqin, et al. Optimal design of structure parameters for three point contact ball bearing based on orthogonal test [J]. Bearing, 2020(12): 12-15.)
- [9] 程超, 汪久根. 基于遗传算法的双列角接触球轴承优化设计[J]. 机械设计, 2015, 32(2): 46-50.
(CHENG Chao, WANG Jiugen. Optimal design of double-row angular contact ball bearing based on genetic algorithm [J]. Journal of machine design, 2015, 32(2): 46-50.)
- [10] SHANTANU G, RAJIV T, SHIVASHANKAR B N. Multi-objective design optimisation of rolling bearings using genetic algorithms [J]. Mechanism and machine theory, 2007, 42(10): 1418-1443.
- [11] 胡启国, 杨学蛟. 运用灵敏度分析的角接触球轴承多目标优化设计[J]. 华侨大学学报(自然科学版), 2020, 41(5): 555-560.
(HU Qiguo, YANG Xuejiao. Multi-objective optimization design of angular contact ball bearing based on sensitivity analysis [J]. Journal of huaqiao university (natural science), 2020, 41(5): 555-560.)
- [12] 韩自强, 单武斌, 何腾飞. 基于熵权 TOPSIS 法的机械加工绿色工艺方案决策[J]. 现代制造工程, 2020(8): 87-91.
(HAN Ziqiang, SHAN Wubin, HE Tengfei. Decision on green process scheme of mechanical processing based on entropy weight and TOPSIS [J]. Modern manufacturing engineering, 2020(8): 87-91.)
- [13] 张明霞, 韩丹, 赵桐鸣. 基于博弈论-TOPSIS 法的船型综合评价方法[J]. 应用科技, 2020, 47(5): 13-19.
(ZHANG Mingxia, HAN Dan, ZHAO Tongming. Comprehensive evaluation of ship type based on game theory and TOPSIS [J]. Applied science and technology, 2020, 47(5): 13-19.)
- [14] 李墩强. 角接触球轴承结构参数优化与寿命预测研究[D]. 沈阳: 沈阳建筑大学, 2016.
(LI Dunqiang. Structural parameters optimization and life prediction of angular contact ball bearings [D]. Shenyang: Shenyang Jianzhu University, 2016.)

(责任编辑: 刘春光 英文审校: 范丽婷)