

DOI: 10.13652/j.spjx.1003.5788.2022.90237

# 基于 AHP-FEA 权重分配方法的码垛机器人腰部转台多目标结构优化

## Multi-objective structure optimization design of waist turntable of palletizing robot based on AHP-FEA weight distribution method

贺莹 王丹 高涵 马超 陈晔

HE Ying WANG Dan GAO Han MA Chao CHEN Ye

(天津仁爱学院机械工程系, 天津 301636)

(Department of Mechanical Engineering, Tianjin Renai College, Tianjin 301636, China)

**摘要:**目的:提高码垛机器人的动态性能并降低能耗。方法:通过静、动力学分析确定以质量最小、最大位移最小、第一阶固有频率最大、最大应力最小为优化目标,以结构参数为设计变量,利用 Box-Behnken 和 RSM 方法建立目标函数的近似模型;提出一种基于有限元分析结果的层次分析法(AHP-FEA)用于权重系数的分配,并以综合目标函数作为评价指标,利用 NSGA-II 算法求解;基于 AHP-FEA 方法获得腰部转台的优化模型,并与初始模型进行对比。结果:在保证结构强度、刚度和振动稳定性的情况下,质量减轻了 9.6%。结论:与常见的平均分配法和经验赋权法相比,采用 AHP-FEA 权重系数下的优化综合目标函数值最小,其综合优化效果更优。

**关键词:**码垛机器人;腰部转台;多目标优化;AHP-FEA

**Abstract: Objective:** Improve the dynamic performance of palletizing robot and reduce energy consumption. **Methods:** By static and dynamic analysis to determine to use minimal mass, maximizing the first natural frequency, minimizing the maximal stress and minimizing the maximal deformation as the optimization objectives, taking the structure parameters as design variables, the approximation models of objective functions and constraint functions were established by the Box-Behnken and the RSM. Based on the results of finite element analysis, an Analytic hierarchy process based on the results of finite element analysis was proposed. The process (AHP-FEA) was proposed to allocate the weight coefficients, and the comprehensive objective function was taken as the evaluation index. NSGA-II algorithm was used to solve the problem. The optimized model of the waist turntable

was obtained based on AHP-FEA method, which was compared with the initial model. **Results:** The results showed that the mass of the waist turntable was reduced by 9.6% under the condition of ensuring the structural strength, stiffness and vibration stability. **Conclusion:** Compared with the common average allocation method and empirical weighting method, the comprehensive objective function value of optimization under the weight coefficient of AHP-FEA is the smallest, and its comprehensive optimization effect is better.

**Keywords:** palletizing robot; waist turntable; multi-objective optimization; AHP-FEA

高速重载码垛机器人已被广泛应用于现代化食品生产物流作业中。腰部转台是码垛机器人用于带动腰部支架及其上机械臂实现腰部回转运动的基础零件,往复运动频繁,受载大且复杂。因此在腰部转台的设计过程中,其强度、刚度和振动稳定性是需要保证的重要指标,同时应使其质量尽可能小,以提高机器人系统的动态特性,降低能耗。

目前,有关机器人结构优化方面的研究较多,但大多针对机械臂<sup>[1-4]</sup>,而针对腰部转台这类基础零件的研究却相对较少。鉴于高速重载码垛机器人的作业特点,针对其基础性零件的结构优化设计需要在动力学层面开展研究,通过振动激励测试试验测得工作过程中的激励力频率,并与基础性零件的固有频率比较,判定动力学性能优化指标。同时,结合静力学分析开展多目标结构优化设计研究<sup>[5-6]</sup>。

此外,通过多目标优化求解可以得到满足优化目标的 Pareto 解集,该解集是一个包含多组优化设计方案的集合,需要通过构建各项优化指标的权重系数,从 Pareto 解集中选择出最满意的优化方案。权重系数通常由设计

基金项目:天津市教委科研计划项目(编号:2018KJ269)

作者简介:贺莹(1980—),男,天津仁爱学院副教授,博士。

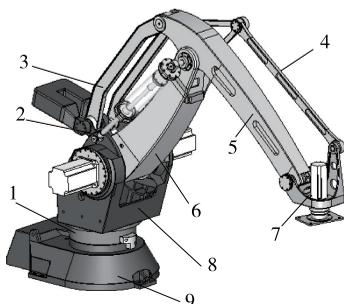
E-mail: wutaidouhy@163.com

收稿日期:2022-02-07 改回日期:2022-06-19

者根据经验定性地确定,比如平均分配法<sup>[7-8]</sup>或经验赋权法<sup>[9-10]</sup>等,具有较强的主观性。研究拟引入层次分析法(Analytic Hierarch Process, AHP)<sup>[11-12]</sup>,获得各项性能指标的权重,并提出一种基于有限元分析的层次分析法(AHP-FEA),即依据有限元分析结果考察各个优化目标的重要性,以提高比较矩阵的客观性,旨在形成一种更加科学,优化效果更优的权重系数分配方法。

## 1 研究方案

MD1200-YJ 码垛机器人的三维模型如图 1 所示,该机器人的性能参数和机构参考文献[5-6]。腰部转台的下部与腰关节 RV 减速器输出端连接,其上部与腰部支架连接。伺服电机通过腰关节 RV 减速器驱动腰部转台转动,进而带动腰部支架以及其上安装的机械臂实现腰关节的回转运动。



1. 腰部转台 2. 小臂驱动臂 3. 小臂驱动连杆 4. 水平保持连杆 5. 小臂 6. 大臂 7. 末端执行器 8. 腰部支架 9. 机座

图 1 MD1200-YJ 码垛机器人模型

Figure 1 MD1200-YJ palletizing robot model

研究方案:建立腰部转台的有限元模型,对腰部转台进行静力学分析、模态分析以及振动激励测试,确定优化目标、设计变量以及约束条件,利用试验设计和响应面法建立优化目标函数的近似模型,利用 AHP-FEA 方法获得各项性能指标的权重系数,建立综合评价指标;利用 NSGA-II 算法进行优化求解;通过与常用的平均分配法和经验法两种赋权方法获得的优化结果进行对比,验证 AHP-FEA 方法的优越性,并完成腰部转台的优化设计。

## 2 多目标结构优化设计

### 2.1 有限元模型建立

腰部转台模型如图 2 所示,质量 83.458 kg。

(1) 材料属性:QT500-7,弹性模量  $1.62 \times 10^{11}$  Pa;泊松比 0.3;抗剪模量  $6.27 \times 10^{10}$  Pa;密度  $7 \times 10^3$  kg/m<sup>3</sup>;屈服强度  $3.2 \times 10^8$  Pa<sup>[13]</sup>。

(2) 网格划分:四面体网格,最大单元 45.697 mm;最小单元 9.139 mm;节点总数 44 542;单元总数 26 160。有限元模型,如图 3 所示。

### 2.2 腰部转台静力学分析

2.2.1 施加位移约束 根据装配关系,在腰部转台的底

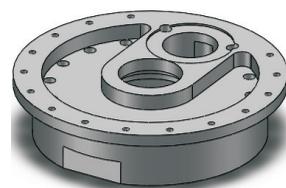


图 2 三维模型

Figure 2 3D model

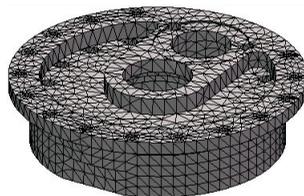


图 3 有限元模型

Figure 3 Finite element model

面施加固定约束。

2.2.2 施加载荷 腰部转台受力分析如图 4 所示。取码垛机器人工作空间中的一般位置,将腰部转台与腰部支架分离,并将腰部支架以及机械臂等构件(不包含负载)视为一个整体,统称为运动构件。运动构件与腰部转台固联,因而运动构件受到的约束为固定端约束。在腰部支架安装底面的中心建立坐标系  $o'-x'y'z'$ ,其中  $y'$  轴垂直于纸面向内,其余坐标轴方向如图 4 所示。设  $M_{c1}$  和  $M_{c2}$  分别为运动构件和负载的质心,其坐标分别为  $(x'_{c1}, y'_{c1}, z'_{c1})$  和  $(x'_{c2}, y'_{c2}, z'_{c2})$ ,并假设  $M_{c2}$  处于末端电机轴的延长线上; $G_1$  和  $G_2$  分别为运动构件和负载的重力。根据静力学平衡条件及方程式(1)~式(4),求解腰部转台对运动构件的约束力和力矩。

$$\begin{cases} \sum F_{x'} = 0; \sum F_{y'} = 0; \sum F_{z'} = 0 \\ \sum M_{o'x'} = 0; \sum M_{o'y'} = 0; \sum M_{o'z'} = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

$$\sum F_{z'} = 0 \quad F_N = G_1 + G_2, \quad (2)$$

$$\sum M_{o'x'} = 0 \quad M_{o'x'} = G_1 y'_{c1}, \quad (3)$$

$$\sum M_{o'y'} = 0 \quad M_{o'y'} = G_1 x'_{c1} + G_2 x'_{c2}. \quad (4)$$

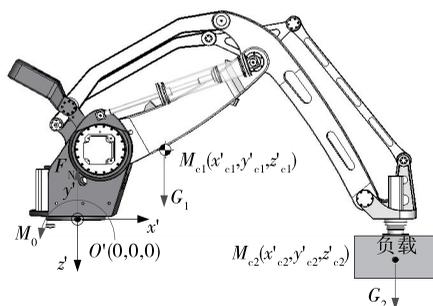


图 4 运动部件受力分析

Figure 4 Force analysis of moving parts

腰部转台上表面是腰部支架的安装面,由式(4)可知,当机器人末端处于工作空间最远端( $x'_{e2}$ 约为 2 400 mm)时,力矩最大。

设重力加速度  $g$  取  $9.8 \text{ m/s}^2$ ,则  $G_1=9\ 148.202 \text{ N}$ ,  $G_2=1\ 176 \text{ N}$ ,  $x'_{c1}=653.54 \text{ mm}$ ,  $y'_{c1}=1.92 \text{ mm}$ ,  $F_N=10\ 324.20 \text{ N}$ ;  $M_{o'x'}=17.56 \text{ N}\cdot\text{m}$ ;  $M_{o'y'}=8\ 801.12 \text{ N}\cdot\text{m}$ 。

2.2.3 静力学分析求解 经静力学分析求解,腰部转台的等效最大应力为 12.972 MPa,远小于材料的许用应力;总变形量最大值约 0.017 mm,如图 5 和图 6 所示,因此,腰部转台具备轻量化设计的潜力。



图 5 等效应力

Figure 5 Equivalent stress



图 6 总变形量

Figure 6 Total deformation

### 2.3 振动稳定性分析

振动稳定性的设计准则是使腰部转台的固有频率和外载荷激励频率互相关离,需要进行动态分析,包括模态分析和振动激励测试。模态分析可以获得零件的固有频率和振型,振动激励测试可以获得机器人运动过程中,零件受到的外载荷激励频率。

2.3.1 模态分析 对于一个  $n$  自由度无阻尼系统的自由振动方程一般形式为

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{0}, \quad (5)$$

式中:

$\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{K}$ 、 $\mathbf{X}$ 、 $\ddot{\mathbf{X}}$ ——系统的质量矩阵、刚度矩阵、坐标矢量和加速度矢量。

在系统自由振动中,假设所有的质量均做简谐运动,则方程解的形式为

$$\mathbf{X}_i = \mathbf{A}^{(i)} \sin(\omega_{ni}t + \varphi_i), i=1, 2, 3, \dots, n, \quad (6)$$

式中:

$\mathbf{X}_i$ 、 $\mathbf{A}^{(i)}$ 、 $\omega_{ni}$ 、 $\varphi_i$ ——第  $i$  个振型的  $n$  个位移列阵、幅值向量、固有频率(单位:rad/s)和相位角(单位:rad)。

将式(6)代入方程式(5),得:

$$(\mathbf{K} - \omega_{ni}^2 \mathbf{M}) \mathbf{A}^{(i)} = \mathbf{0}, \quad (7)$$

令

$$\mathbf{B}^{(i)} = (\mathbf{K} - \omega_{ni}^2 \mathbf{M}). \quad (8)$$

式(8)称为特征矩阵。

由式(7)可知,要使  $\mathbf{A}$  有不全为零的解,则必须有

$$|\mathbf{K} - \omega_{ni}^2 \mathbf{M}| = 0. \quad (9)$$

由式(9)可以求得  $n$  个固有频率。

将各个固有频率代入式(7),可以求得相应的主振型矢量  $\mathbf{A}^{(i)}$ 。

$n$  自由度振动系统,具有  $n$  个固有频率和与之对应的  $n$  阶主振型。各主振型之间存在着关于质量矩阵和刚度矩阵的正交性。

对式(7)右乘转置  $\mathbf{A}^{(i)T}$ 可以得到

$$\mathbf{A}^{(i)T} \mathbf{K} \mathbf{A}^{(i)} = \omega_{ni}^2 \mathbf{A}^{(i)T} \mathbf{M} \mathbf{A}^{(i)}. \quad (10)$$

由于  $\mathbf{M}$  是正定的,  $\mathbf{K}$  是正定或半正定的,由式(10)可以得到

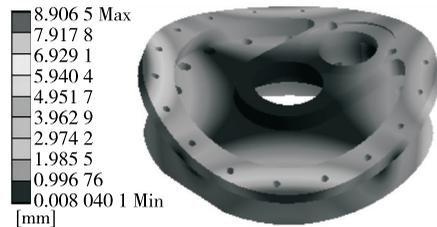
$$\omega_{ni}^2 = \frac{\mathbf{A}^{(i)T} \mathbf{K} \mathbf{A}^{(i)}}{\mathbf{A}^{(i)T} \mathbf{M} \mathbf{A}^{(i)}} \geq 0. \quad (11)$$

由此可知,在保证结构刚度不降低的情况下,减小质量,可以增大固有频率,提高系统的动态性能。

对腰部转台进行模态分析,此处只给出前两阶模态振型,如图 7 所示。一阶固有频率 824.97 Hz,一阶振型为绕  $x$  偏  $\approx 45^\circ$  和绕  $z$  偏  $-x 45^\circ$  方向对角两两往复扭动;二阶固有频率 854.99 Hz,二阶振型为绕  $x$  和  $z$  轴对角两两往复扭动。

2.3.2 振动激励测试 采集机器人工作过程中腰部转台受到的激励信号,结合模态分析结果考察其振动稳定性。主要试验设备见表 1。

连接螺钉是振动在零件之间传递的“桥梁”,所以将



(a) 一阶振型



(b) 二阶振型

图 7 前两阶模态振型

Figure 7 The first two modes

表 1 试验设备

Table 1 Experimental equipment

名称	型号
振动噪声数据采集系统	LMS SC305
振动噪声测试系统	LMS TEST.LAB
加速度传感器	Lance LC0152T
计算机	IBM

加速度传感器布置于腰部转台与其上腰部支架连接螺钉处测量激励信号。仪器设置: 采样时间 30 s, 带宽 1 024 Hz, 分辨率 0.125 Hz。测取测试点  $-x$ 、 $+y$ 、 $-z$  3 个方向的加速度频谱, 此处只给出 #1 和 #2 两个测试点的加速度频谱, 结果见图 8。

由图 8 可知, #1 和 #2 测试点 3 个方向的加速度频谱变化趋势相似, 但峰值存在差异, 这与两点位处结构的连接刚度差异有关; 测试点  $-x$  和  $-z$  方向的加速度峰值对应的频率约为 388 Hz,  $+y$  方向的振动加速度峰值对应的频率为 1 557 Hz, 均与腰部转台的第一阶固有频率值(824.97 Hz)距离较远, 表明腰部转台出现共振的几率较低, 具有较好的振动稳定性。考虑到码垛机器人的运动平稳性及定位精度要求较高, 提高第一阶固有频率有

利于保证结构的整体刚度, 因此在优化过程中以第一阶固有频率最大作为优化目标之一。

2.4 优化建模

2.4.1 设计变量 选取腰部转台的 4 个相互独立且非装配尺寸的结构参数为设计变量  $X = (x_1, x_2, x_3, x_4)$ , 如图 9 所示, 对应的名称、初始值以及取值范围见表 2。

2.4.2 目标函数 由腰部转台的设计准则、静力学分析以及动力学分析确定, 以质量最小、最大位移最小、第一阶固有频率最大、最大应力最小为优化目标, 其目标函数:

$$\begin{cases} F_m(X) = \min_{X \in D} m(X) \\ F_\delta(X) = \min_{X \in D} \delta_{\max}(X) \\ F_\sigma(X) = \min_{X \in D} \sigma_{\max}(X) \\ F_{f_1}(X) = \max_{X \in D} f_1(X) \end{cases} \quad (12)$$

采用 Box-Behnken 试验设计方法, 结合表 2 设计变量数据, 建立 25 组试验设计方案, 根据各组设计方案, 更改模型结构参数, 并逐一通过质量测算、静力学分析和模态分析分别完成质量  $m$ 、最大应力  $\sigma_{\max}$ 、最大位移  $\delta_{\max}$ 、第一阶固有频率  $f_1$  的计算, 得到试验设计矩阵及结果见

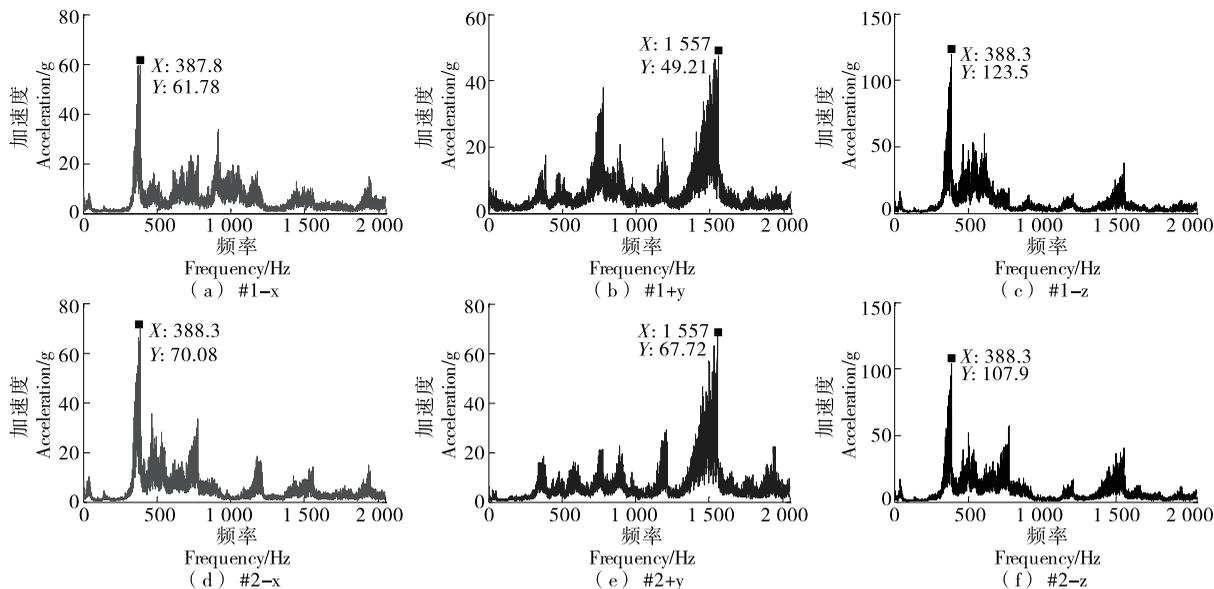


图 8 加速度频谱图

Figure 8 Acceleration spectrum

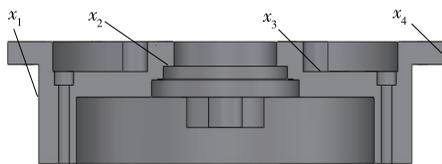


图 9 设计变量指示图

Figure 9 Design variables indicator diagram

表 2 设计变量表

Table 2 Design variables table mm

设计变量	名称	初始值	取值范围
$x_1$	外圆柱面直径	480	460~480
$x_2$	内上顶面高度	107.75	107.75~121.75
$x_3$	顶部凹坑深度	33	33~48
$x_4$	法兰边缘厚度	25	13~25

表 3。利用 RSM 方法获得 4 个优化目标函数的近似模型:  $m(X), \delta_{\max}(X), f_1(X), \sigma_{\max}(X)$ 。

表 3 试验设计矩阵

Table 3 Experiment design matrix

变量	迭代 1	迭代 2	迭代 3	...	迭代 25
$x_1$	480	480	460	...	470
$x_2$	121.75	107.75	121.75	...	114.75
$x_3$	40.5	40.5	40.5	...	40.5
$x_4$	19	19	19	...	19
$m$	75.264	75.894	63.286	...	69.526
$\sigma_{\max}$	23.611	17.641	47.364	...	25.662
$\delta_{\max}$	0.023	0.023	0.082	...	0.041
$f_1$	797.997	799.618	695.480	...	750.492

2.4.3 约束条件 以各设计变量的边界条件作为约束条件。

(1) 变量  $x_1$  和  $x_4$  为腰部转台的厚度尺寸,其尺寸越小,质量越轻,因此以各尺寸的初值为最大值,以剩余材料厚度不小于球墨铸铁最小壁厚<sup>[13]</sup>为原则选取最小值。

(2) 变量  $x_2$  和  $x_3$  为腰部转台的深度尺寸,其尺寸越大,质量越轻,因此以各尺寸的初始值为最小值,以剩余材料厚度不小于球墨铸铁最小壁厚为原则选取最大值。

2.4.4 权重系数的确定 提出一种基于有限元分析结果的层次分析法确定权重系数。层次分析法的原理参照文献[11-12]。

(1) 建立递阶层次结构模型。将优化问题分成目标层、准则层和方案层 3 个层次,如图 10 所示。

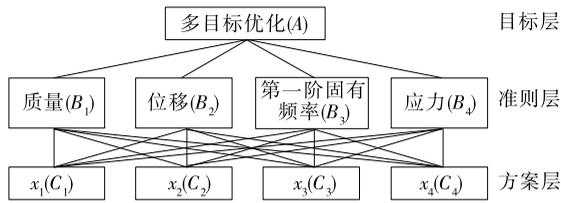


图 10 递阶层次结构模型

Figure 10 Hierarchical substructure model

(2) 构造比较矩阵。质量、位移、第一阶固有频率、应力分别用  $B_1, B_2, B_3, B_4$  表示。依据有限元分析结果,考察各性能指标的重要性。从有限元静力和动力学分析结果来看,最大应力、最大位移均远小于许用值,第一阶固有频率与激励频率相距较远,说明腰部转台轻量化的潜力较大,因此将减轻质量作为主要目标,其重要性排第一。对于第一阶固有频率、位移和应力的重要性评价:最大位移较小,但是机器人的臂杆尺度长,对腰部转台的变形量具有放大作用,容易增大机器人末端的位置误差,故最大变形量应越小越好,因此其重要性排第二;第一阶固

有频率比较高,振动稳定性比较好,但是提高第一阶固有频率,有利于提高结构的整体刚度,因此其重要性排第三;最大等效应力值远小于 QT500-7 的许用应力,安全系数较大,其重要性排第四。因此,准则层各因素两两比较结果见表 4,并得到比较矩阵式(13)。

表 4 各因素的影响程度比较

Table 4 Compare the influence degree of each factor

A	$B_1$	$B_2$	$B_3$	$B_4$
$B_1$	1	5	3	7
$B_2$	1/5	1	1/2	2
$B_3$	1/3	2	1	3
$B_4$	1/7	1/2	1/3	1

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 5 & 3 & 7 \\ 1/5 & 1 & 1/2 & 2 \\ 1/3 & 2 & 1 & 3 \\ 1/7 & 1/2 & 1/3 & 1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

矩阵  $A$  的最大特征值  $\lambda_{\max} = 4.019 2$ ;相应的特征向量为  $\omega^* = (0.914 2, 0.191 2, 0.339 2, 0.112 4)^T$ 。

(3) 一致性检验:一致性指标  $CI = 0.006 4 < 0.1$ ;随机一致性指标  $RI = 0.9$ ;一致性比率  $CR = 0.007 < 0.1$ 。

据此,可以判定比较矩阵  $A$  通过一致性检验,将特征向量  $\omega^*$  归一化处理得到  $F_m(X), F_\delta(X), F_{f_1}(X)$  和  $F_\sigma(X)$  4 个优化目标的权重向量:

$$\omega_A = (0.587 2, 0.217 9, 0.122 8, 0.072 2)^T$$

同时,选取两种常见的权重系数分配方案:第一种为基于平均分配法确定权重系数,4 个优化目标同等重要,即:

$$\omega_T = (0.25, 0.25, 0.25, 0.25)^T$$

第二种为基于经验法确定权重系数,4 个优化目标重要性依次降低,即:

$$\omega_J = (0.4, 0.3, 0.2, 0.1)^T$$

2.4.5 综合目标函数的建立 根据 4 个分目标函数以及 3 种不同的权重系数向量,构建综合目标函数:

$$\begin{cases} \min_{X \in D} |G_A(X)| = \min_{X \in D} | [F_m(X), F_\delta(X), -F_{f_1}(X), F_\sigma(X)] \cdot \omega_A | \\ \min_{X \in D} |G_T(X)| = \min_{X \in D} | [F_m(X), F_\delta(X), -F_{f_1}(X), F_\sigma(X)] \cdot \omega_T | \\ \min_{X \in D} |G_J(X)| = \min_{X \in D} | [F_m(X), F_\delta(X), -F_{f_1}(X), F_\sigma(X)] \cdot \omega_J | \end{cases} \quad (14)$$

由于优化设计的目标是使综合目标函数值最小化,而其中第一阶固有频率的目标是使其最大化,因此其前面加负号。式(14)可作为 3 种赋权方法优劣的评价指标,综合目标函数值越小,说明所获得的优化设计方案的

综合效果越优。

### 2.5 多目标优化求解

采用性能优越的 NSGA-II 算法<sup>[14]</sup> 分别对 3 种权重系数分配方案下构建的综合目标进行优化求解。参数配置:种群规模为 40;代数为 200;交叉率为 0.9;交叉分布指数为 10;变异分布指数为 20。

### 2.6 结果与分析

通过计算求解得到优化后结构参数及相应的结构性参数,如表 5 所示。由表 5 可知,3 种权重系数下,腰部转台的质量均有不同程度的减小,其中采用 AHP-FEA 权重系数优化的质量最小,最大位移和最大应力值均有不同程度的增大,但均在许用范围内,第一阶固有频率变化不大。将 3 种方法获得的优化后的最小(大)化的结构性性能参数值 $[F_m(X)、F_\delta(X)、F_{f_1}(X)、F_\sigma(X)]$ 代入式(14),分别计算综合目标函数值。结果表明,采用

AHP-FEA 权重系数下的优化综合目标函数值最小,说明该方法综合优化效果更优。

考虑结构工艺性,对 AHP-FEA 权重系数下的优化结果进行圆整,根据最终结构参数重构三维模型,得到优化后的目标性能参数,结果见表 6 和图 11~图 13,经多目标结构优化,外圆柱面直径( $x_1$ )无变化;内上顶面高度( $x_2$ )和顶部凹坑深度( $x_3$ )均有增大,相对应的结构厚度分别减小了 6.25,4.00 mm;法兰边缘厚度( $x_4$ )减小了 10 mm。腰部转台质量减小了 9.6%,最大总位移增大了约 0.009 mm,最大等效应力值增大了 5.759 MPa,但仍在允许范围内,其结构强度和刚度仍充分满足要求;第一阶固有频率增加了 1.31 Hz,使之更加远离腰部转台受到的外载荷激励频率,提高了振动稳定性,也充分验证了“在保证结构刚度不降低的情况下,减小质量,可以增大固有频率”的论断。通过优化研究,腰部转台的整体结构性性能

表 5 不同权重系数下的优化结果

Table 5 Optimization results under different weight coefficients

项目	初值	AHP-FEA 权重系数 $\omega_A$		平均分配权重系数 $\omega_T$		经验法权重系数 $\omega_J$	
		优化结果	变化/%	优化结果	变化/%	优化结果	变化/%
$x_1$	480	479.910 28	-0.019 0	479.775 1	-0.046 880	479.934 10	-0.013 740
$x_2$	107.75	113.687 44	5.223 0	111.844 9	3.661 265	110.000 70	2.046 105
$x_3$	33	37.335 48	11.612 3	35.604 9	7.316 128	35.052 61	5.855 798
$x_4$	25	14.849 73	-68.353 3	17.488 1	-42.954 400	18.620 61	-34.259 800
$F_m(X)$	83.458	75.813 00	-10.084 3	78.112 0	-6.844 019	79.156 00	-5.434 838
$F_\delta(X)$	0.017	0.026 00	34.615 3	0.022 6	24.778 761	0.020 97	18.931 807
$F_{f_1}(X)$	824.97	824.720 00	-0.030 3	824.990 0	0.002 424	825.980 00	0.122 279
$F_\sigma(X)$	12.972	19.091 00	32.052 0	15.987 0	18.859 073	15.813 00	17.966 230
综合目标函数值		$ G_A(X) =55.401$		$ G_T(X) =182.717$		$ G_J(X) =131.946$	

表 6 优化结果及性能参数

Table 6 Optimization results and performance parameters

项目	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$m$	$\delta$	$f_1$	$\sigma$
初始值	480.000	107.750	33.000	25.000	83.458	0.017	824.97	12.972
优化结果	479.910	113.687	37.335	14.850	75.813	0.026	824.72	19.091
圆整结果	480.000	114.000	37.000	15.000	76.153	0.026	826.28	18.731
变化/%	0.000	5.484 ↑	10.811 ↑	66.667 ↓	9.593 ↓	34.615 ↑	0.159 ↑	30.746 ↑



图 11 优化后模型的等效应力

Figure 11 Equivalent stress of optimized model



图 12 优化后模型的总位移

Figure 12 Total deformation of optimized model

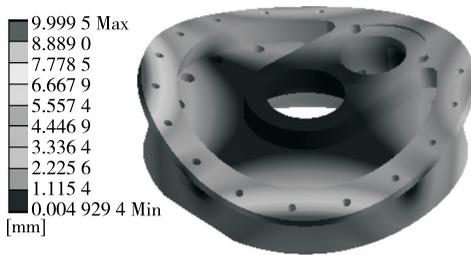


图 13 优化后模型的一阶振型

Figure 13 The first modal shape of optimized model

得到提升,提高了码垛机器人的动态性能,达到结构优化的设计目的,验证了优化方法的有效性。

### 3 结论

针对 MD-1200YJ 码垛机器人腰部转台的多目标结构优化问题进行了研究,提出了一种基于有限元分析的改进层次分析方法(AHP-FEA)来确定各分优化目标权重系数,并与常用的平均分配法和经验赋权法进行对比,证明了 AHP-FEA 方法的优越性。通过优化设计,腰部转台结构性能得到进一步提升。从优化后的最大应力和位移值可以看出,腰部转台仍具有较大的轻量化设计的潜力,后续可以考虑基于形状优化、拓扑优化等方法,进一步探讨其结构优化问题。

#### 参考文献

- [1] 魏雅君, 邱国梁, 丁广和, 等. 一种重载码垛机器人结构优化设计方法[J]. 工程设计学报, 2020, 27(3): 332-339.  
WEI Y J, QIU G L, DING G H, et al. A structural optimization design method for heavy-duty palletizing robot[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2020, 27(3): 332-339.
- [2] 宋中越, 徐庆坤, 王亚凌. 6 轴工业机器人结构设计及优化分析[J]. 机械设计, 2020, 37(11): 115-119.  
SONG Z Y, XU Q K, WANG Y L. Structural design and optimization analysis on the six-axis industrial robot[J]. Journal of Machine Design, 2020, 37(11): 115-119.
- [3] 陈超, 陈贺贺, 武妹婷, 等. 工业机器人机械臂的结构优化[J]. 机床与液压, 2021, 49(3): 25-29.  
CHEN C, CHEN H H, WU S T, et al. Structural optimization of industrial robot manipulator[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49(3): 25-29.
- [4] LIU Y J, WU M Y, WANG G, et al. Method for structural optimization design of wafer handling robot arms[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(1): 1-9.
- [5] 贺莹, 梅江平, 孙玉德, 等. MD-1200YJ 码垛机器人腰部支架的多目标结构优化设计[J]. 食品与机械, 2018, 34(11): 89-95.  
HE Y, MEI J P, SUN Y D, et al. Multi-objective structural optimization design for the waist mounting bracket of MD-1200YJ palletizing robot[J]. Food & Machinery, 2018, 34(11): 89-95.
- [6] 贺莹, 梅江平, 方志炜, 等. 一种高速重载码垛机器人机座的多目标优化设计[J]. 机械设计, 2017, 34(7): 1-9.
- [7] HE Y, MEI J P, FANG Z W, et al. Multi-objective optimization design for the machine base of a high speed and heavy load palletizing robot[J]. Journal of Machine Design, 2017, 34(7): 1-9.
- [7] 王鑫, 韩国柱, 吴松, 等. 基于多目标遗传算法的机械臂杆件长度设计[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(5): 766-770.  
WANG X, HAN G Z, WU S, et al. Robotic arm length design based on multi-objective genetic algorithms[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012, 31(5): 766-770.
- [8] 王丽, 王瑞强, 赵保亮, 等. 基于多目标结构参数优化的微创手术机器人设计[J]. 河北工程大学学报(自然科学版), 2017, 34(4): 103-108.  
WANG L, WANG R Q, ZHAO B L, et al. Design of minimally invasive surgical robot based on multi-objective structural parameter optimization [J]. Journal of Hebei University of Engineering (Natural Science Edition), 2017, 34(4): 103-108.
- [9] 赵东平, 芮执元, 刘军, 等. 基于灵敏度分析的机床立柱轻量化设计[J]. 机械制造, 2012, 50(4): 8-10.  
ZHAO D P, RUI Z Y, LIU J, et al. Lightweight design of machine tool column based on sensitivity analysis[J]. Machinery Manufacturing, 2012, 50(4): 8-10.
- [10] 张俊红, 张玉声, 王健, 等. 考虑热机耦合的排气歧管多目标优化设计[J]. 浙江大学学报(工学版), 2017, 51(6): 1 153-1 162.  
ZHANG J H, ZHANG Y S, WANG J, et al. Multi-objective optimization design for exhaust manifold considering thermo-mechanical coupling[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2017, 51(6): 1 153-1 162.
- [11] SAATY T L. A new macroeconomic forecasting and policy evaluation method using the analytic hierarchy process[J]. Mathematical Modelling, 1987, 9(3/4/5): 219-231.
- [12] 尹文强. 基于改进层次分析法的无人机自主能力评价方法[J]. 飞行力学, 2021, 39(5): 82-87.  
YIN W Q. Research on UAV autonomy capability evaluation method based on improved analytic hierarchy process[J]. Flight Dynamics, 2021, 39(5): 82-87.
- [13] 王启义. 中国机械设计大典: 第二卷[M]. 南昌: 江西科学技术出版社, 2002: 452-844.  
WANG Q Y. China mechanical design canon: Volume II[M]. Nanchang: Jiangxi Science and Technology Press, 2002: 452-844.
- [14] DEB K, PRATAP A, AGARWAL S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6(2): 182-197.