

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.06.017

基于镜像对称补偿技术的脱皮机 转子结构优化研究*

赵知辛¹, 薛旭东¹, 薛琳婧², 潘晓阳¹, 黄鸣远¹, 李托雷¹

(1. 陕西理工大学 机械工程学院, 陕西 汉中 723000;

2. 陕西铁路工程职业技术学院 高铁工程学院, 陕西 渭南 714000)

摘要:为解决谷物脱皮机转子径向膨胀变形的瓶颈问题,根据转子的实际尺寸,建立了转子的有限元模型,对转子的受载特性进行了研究,并对纵梁的变形分布数据进行了拟合。首先,采用两步式策略优化方法及镜像对称方法对模型进行了结构补偿,对转子所受离心载荷进行了计算,确定了 p_i 的取值范围,同时确定了其安全系数及许用应力范围;其次,确定了纵梁扫掠路径的描述函数,采用灵敏度分析方法对参数进行了筛选,采用中心复合设计方法生成了样本;最终得到了3个候选点,对优化结果进行了分析,结果表明:当 $p_1=1.099\ 0\ \text{mm}$, $p_4=3.301\ 1\ \text{mm}$, $p_5=4.500\ 4\ \text{mm}$, $p_6=3.603\ 8\ \text{mm}$, $p_7=2.747\ 7\ \text{mm}$, $p_8=2.197\ 8\ \text{mm}$ 时,纵梁平直度最好,安全系数最高;经补偿,脱皮机转子结构的最大应力降低了12.89%;其最大变形量降低了11.31%; Str 值下降了64.30%;安全系数提升了14.78%。研究结果表明:采用镜像对称补偿技术解决脱皮机转子的径向膨胀变形的的方法是可行的。

关键词:脱皮机转子;有限元法;两步式策略;镜像对称方法;中心复合设计

中图分类号:TH69;TH122;S226.4

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2021)06-0774-07

Rotor structure optimization of peeling machine based on mirror symmetry compensation technology

ZHAO Zhi-xin¹, XUE Xu-dong¹, XUE Lin-jing², PAN Xiao-yang¹,
HUANG Ming-yuan¹, LI Tuo-lei¹

(1. Department of Mechanical Engineering, Shaanxi University of Technology, Hanzhong 723000, China;

2. School of High-Speed Railway Engineering, Shaanxi Railway Institute, Weinan 714000, China)

Abstract: In order to solve the bottleneck problem of radial expansion deformation of the rotor of grain peeling machine, the finite element model of the rotor was established according to the actual size of the rotor, the load characteristics of the rotor were studied, and the deformation distribution data of the longitudinal beam were fitted. First, two-step strategy optimization method and mirror symmetry method were used to compensate the structure of the model; the centrifugal load of the rotor was calculated, the range of p_i , the safety factor and allowable stress range was determined. Then, the description function of longitudinal beam sweeping path was determine. Finally, the sensitivity analysis method was used to screen the parameters, and the central composite design method (CCD) was used to generate samples. The results shows that when $p_1=1.099\ 0\ \text{mm}$, $p_4=3.301\ 1\ \text{mm}$, $p_5=4.500\ 4\ \text{mm}$, $p_6=3.603\ 8\ \text{mm}$, $p_7=2.747\ 7\ \text{mm}$, $p_8=2.197\ 8\ \text{mm}$, the longitudinal beam has the best flatness and the highest safety factor. After compensation, the maximum stress of the rotor structure is reduced by 12.89%, the maximum deformation is reduced by 11.31%, the Str value has reduced by 64.30%, and the safety factor is increased by 14.78%. The mirror symmetry compensation technology is effective and feasible for solving the radial expansion deformation of the rotor of the peeling machine.

Key words: rotor of peeling machine; finite element method; two-step strategy; mirror symmetry; central composite design (CCD)

收稿日期:2020-10-18

基金项目:陕西省科技厅重点研发计划项目(2019GY-068);陕西省教育厅专项科研计划项目(16JK147)

作者简介:赵知辛(1973-),男,陕西西安人,博士,讲师,主要从事机械优化设计方面的研究。E-mail:49989803@qq.com

0 引言

以FBPY型脱皮机为基础,某企业进一步研发出了FBGY型双筒式谷物脱皮机。FBGY型脱皮机在兼顾FBPY型脱皮机优点的同时,进一步提升了脱皮效率,但因离心载荷而引起的脱皮机转子径向膨胀变形的问题,仍未得到有效的解决方案。当脱皮机转子发生径向膨胀变形时,会导致原有的谷物颗粒流通道变窄,造成加工质量、处理能力下降、导致颗粒流积聚、脱皮过程升温过高,影响产品风味物质及营养^[1]。

结构补偿技术现已广泛应用于各个工程领域,尤其是涉及到高精度要求的三航领域时,结构补偿技术的应用更为广泛^[2-4]。陈蔚芳等^[5]提出了采用多次走刀时,采用分层补偿—优化补偿两种补偿方法,建立了优化加工优化补偿路径,以补偿薄壁件在加工过程当中因受力而引起的结构变形。

当考虑到加工变形与切削力的耦合作用时,研究人员采用迭代算法对优化模型进行了求解。雷宇等^[6]以超重型卧式车床尾座套筒为研究对象,采用柔性化结构补偿,以多点碟簧结构代替传统的螺栓螺母结构,依靠碟簧的预变形量,来补偿因热变形和高额动态冲击载荷引起的尾座套筒变形。刘醒彦等^[7]以典型航空零件为研究对象,提出了一种多工艺融合的结构补偿方法,并采用有限元方法建立了零件的有限元模型,采用PEPR算法对代理模型进行了求解,并且得出结论,即毛坯预变形与加工位置优化对控制零件加工变形是有效可行的。何涛等^[8]以光栅线位移传感器校准装置为补偿对象,考虑到因温度影响,对其进行了热变形误差补偿,经热变形结构误差补偿,传感器能够很好地满足测量技术指标,能够为后续传感器的改进及研发提供一定的理论指导。BAZILEVS Y^[9]以海上10 MW功率风力发电机叶片为研究对象,经有限元计算与海上平台试验,认为结构补偿技术能够有效地补偿风力机叶片在风载荷及离心载荷耦合作用下的变形,能有效保证风力发电机的发电效率。

热变形是制约高精度切削的瓶颈问题,一般的热变形补偿通常采用变形曲线来对结构进行补偿。VYROUBAL J^[10]提出了一种分解分析的热变形补偿方法,采用保持架测量法,及时地对主轴、主轴箱的变形实施变形补偿。该方法可以极大程度上改善机器的残余热变形。对于高精度零件而言,变形补偿技术的应用已经十分成熟,但就在农业机械领域的应用而言还比较欠缺。

综上所述,对机械结构进行变形补偿是有效可行的,本研究针对脱皮机转子受离心载荷而引起的径向

膨胀变形,采用结构补偿技术来进行解决。

1 谷物脱皮机结构及原理

1.1 脱皮机结构

该型脱皮机为双筒式脱皮机,其处理能力为24 t/h~25 t/h,由4台15 kW的电动机拖动,其具体结构如图1所示。

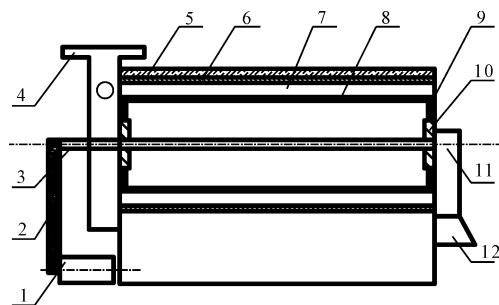


图1 脱皮机结构示意图

1—电机;2—皮带轮;3—主轴;4—进料口;5—机身;6—外筒;7—颗粒流通道;8—转子;9—螺钉;10—八方盘;11—风机;12—出料口

1.2 脱皮机工作原理

该脱皮机在工作时,谷物受脱皮机转子作用,获得离心力,使谷物颗粒占据脱皮机内壁与转子外壁之间的颗粒流通道;转子纵梁上分布有数目若干的楔形独立搓皮板,搓皮板所设计的楔形几何结构用以实现谷物的旋转渐压旋剥脱皮,搓皮板在转子纵梁表面沿螺旋线布置提供谷物颗粒轴向所需的螺旋推动力,推进谷物前进;同时,利用搓板与外壁之间的揉压磨搓对谷物颗粒表皮进行剥离,完成脱皮后,利用悬挂风机提供的风力将麸皮与谷物形成的流化物进行分离,完成脱皮过程^[11]。

2 脱皮机转子的有限元计算

结合脱皮机转子的实际参数建立脱机转子的有限元模型如图2所示。

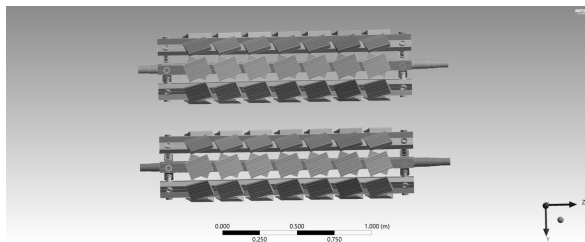


图2 转子三维模型

在建立转子的三维模型时,为了能准确分析转子在受载条件下的一系列变化,本文采用三维单元体建

模。为保证模型快速、准确的迭代求解,以及实现模型良好的参数化,本文采用 ANSYS 中的 design modeler 模块进行建模。笔者采用 solid185 单元对结构进行网格划分,只释放转子绕 Z 方向的旋转自由度,并对转子施加旋转速度。为保证后续迭代计算的效率及质量,笔者将搓板结构抑制,并以均布质量进行等效代替。

脱皮机转子主要部件材料属性如表 1 所示。

表 1 材料属性				
零件名称	材料	密度 /(kg·m ⁻³)	弹性模量 /MPa	泊松比
纵梁	Q235A	7 850	200	0.30
主轴	40Cr	7 870	211	0.29

脱皮机转子的最大变形量计算结果如图 3 所示。

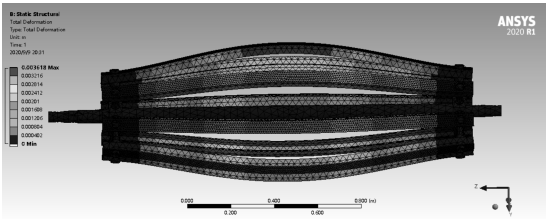


图 3 转子变形云图

图 3 中,转子最大变形量为 3.618 mm,最大变形位置处于两支距中间位置;变形分布趋势与实际情况相符。

转子应力分布如图 4 所示。

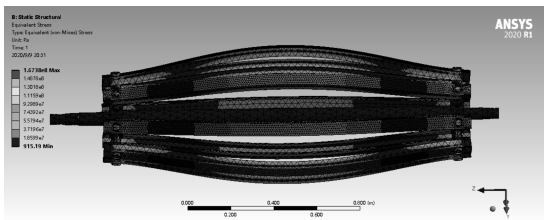


图 4 转子应力分布云图

图 4 中,转子最大应力为 167.38 MPa,与 Q235A 的屈服极限 235 MPa 仍有一定差值,表明结构仍具有一定的优化空间。

笔者使用 Matlab 对转子纵梁的变形分布数据进行拟合,其结果如图 5 所示。

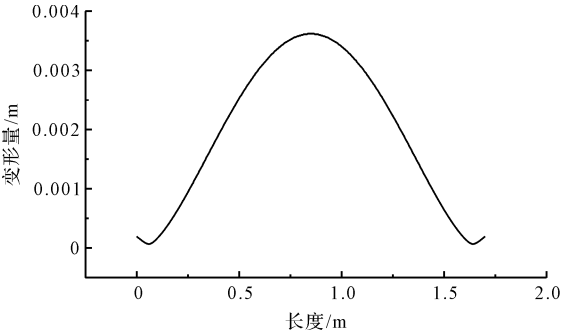


图 5 转子纵梁变形拟合曲线

图 5 中,转子最大变形位于沿纵梁长度方向的 1/2 处。

3 脱皮机转子的变形补偿

对于处理变形补偿求最优解的实际工程问题,可引入最优化设计模型对其进行约束。对于传统的优化路径,求解一般采用有限元直接求解法,但直接求解法耗时长、效率低、迭代步数多,且由于计算规模限制,样本点水平差异大。李重华等^[12]提出了一种两步式优化策略,可很好适用于优化问题的求解,其求解思路如图 6 所示。

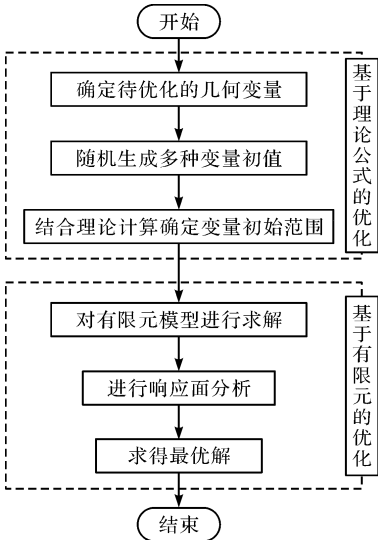


图 6 两步式优化策略求解流程图

3.1 基于理论计算的模型补偿

脱皮机转子转速为 400 r/min,转子所受离心载荷为:

$$F = \int_0^l \rho S \omega^2 r dl \tag{1}$$

式中: ρ —纵梁材料密度,g/mm³;S—纵梁截面面积,mm²; ω —纵梁作回转运动的角速度,rad/s;l—纵梁总长度,mm;r—纵梁上表面距回转中心距离,mm。

当转子工作时,转子发生径向膨胀,其拟合曲线如图 5 所示。为保证受载后纵梁接近水平,结合镜像补偿理论^[13-14]。结合镜像补偿方法,对纵梁上任意节点的补偿量为:

$$p_i = D_i \tag{2}$$

式中: p_i —任意一点的补偿量,mm; D_i —任意一点的变形量,mm。

镜像对称补偿方法原理如图 7 所示。

图 7 中,未填充的图案为未受载的结构形状,填充的图案为受载条件下的结构形状。

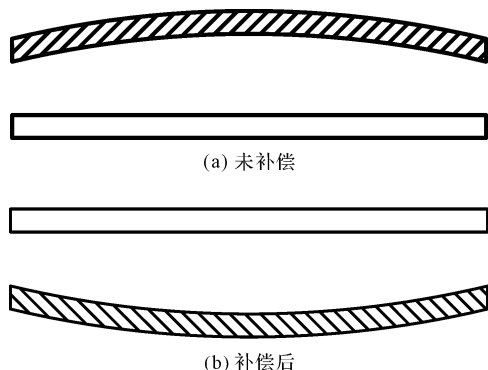


图7 镜像对称补偿示意图

良好的刚性是评估机械结构性能优劣的关键因素。在本文中为进一步提高结构强度,选取安全系数为1.5。当安全系数即许用应力与当量应力值之比小于1.5时,认为此时优化不符合安全标准,优化失败。

脱皮机转子在工况下工况单一、运行平稳,故在本文中只需考虑其在静态下的许用安全系数,安全系数 n 的计算方法为:

$$n = \frac{\sigma_0}{\sigma} \quad (3)$$

式中: n —许用安全系数,MPa; σ_0 —许用应力,MPa; σ —当量应力,MPa。

3.2 基于有限元方法的模型补偿

3.2.1 纵梁扫掠路径的描述函数

常态下转子纵梁截面的扫掠路径为一条长为1 700 mm的直线,为实现结构补偿,需要将扫掠路径离散为大量的散点,以点坐标的变化实现扫掠路径的变化。但当离散点取的过多时,迭代过程中,变量数目过多,计算量过高。本文选取扫掠路径在空间内的重要坐标为特征点,并将特征点进行曲线拟合,作为纵梁截面扫掠路径。

扫掠路径如图8所示。

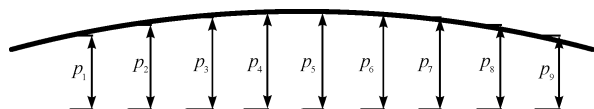


图8 控制节点示意图

在笛卡尔坐标系内分别取9个坐标点,将9个点拟合为转子纵梁的扫掠路径,扫掠路径有9个变量,分别为 $p_1 - p_9$ 。

3.2.2 参数灵敏度分析

根据灵敏度分析,笔者对上述参数进行筛选,重新选取参数,上述取法可以减少计算规模,以利于较快获得最优解。参数灵敏度可表述为输入参数对输出参数

影响水平的高低,可表征为函数的一阶导,若一个函数可表示为 $f(p_1 p_2 \cdots p_n)$,则关于其输入参数 p_i 灵敏度方程为:

$$S_e = \frac{\partial f(p_i)}{p_i} \quad (4)$$

式中: S_e —参数灵敏度水平; $f(p_i)$ —输出变量; p_i —输入变量。

灵敏度分析结果如图9所示。

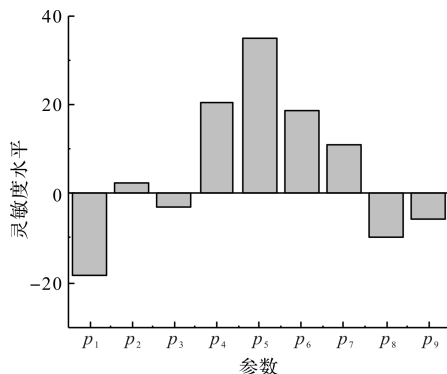


图9 参数相关性水平

根据图9分析结果, p_1, p_3, p_8, p_9 与最大变形量呈负相关,其余参数呈正相关;本文选取灵敏度 $|S| \geq 5$ 的变量作为输入变量,即选取 $p_1, p_4, p_5, p_6, p_7, p_8$ 为最终的输入变量。

3.2.3 转子的变形补偿

对转子的变形补偿问题,可通过优化设计的方法来进行解决。经参数灵敏度筛选,可知最终优化变量为6个,由此便可以得到一个6维的设计域,考虑到状态变量约束,可进一步得到可行域,并在可行域内寻找问题的最优解,其优化设计的数学方程为:

function to $f(x)$

$$\begin{aligned} & \text{subject to} \quad T_j^L \leq t_i(x_i) \leq T_j^U, i = 1, 2, \cdots, m \\ & \quad \quad \quad X_j^L \leq x_i \leq X_j^U, j = 1, 2, \cdots, n \end{aligned} \quad (5)$$

式中: $f(x)$ —目标函数; T_j^L, T_j^U —状态变量的上限和下限; X_j^L, X_j^U —设计变量的上限和下限。

在对转子进行变形补偿分析时,不仅要考虑其变形量对谷物颗粒流通道宽度带来的影响,同时还应考虑纵梁的平直度。关于评估转子的平直度,可在转子纵梁上取等分点,当转子纵梁上变形最大处与变形最小处水平距离越小,则表明转子直线度越高,假设在 i 处变形量最大, j 处变形量最小,则对于评价整条梁的平直度(Str)的计算方程为:

$$Str = (p_i + D_{imax}) - (p_j + D_{jmin}) \quad (6)$$

式中: p —纵梁上任一节点的补偿量,mm; D —纵梁上任一节点的变形量,mm。

4 优化实验及结果分析

对于解决多变量优化设计问题,响应面法有着良好的适应性^[15,16]。针对脱皮机转子纵梁变形补偿的问题,可采用响应面法加以解决。

参考镜像补偿理论,其优化变量取值范围如表 2 所示。

表 2 参数取值范围

参数	上限/mm	下限/mm
p_1	1.1	0.9
p_2	4.4	3.6
p_3	5.5	4.5
p_4	4.4	3.6
p_5	3.3	2.7
p_6	2.2	1.8

采用中心复合设计方法(CCD)共得到 149 个样本点,其多元二次线性回归方程如下式:

$$f(x) = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{i \leq j}^n a_{ji} x_j x_i \quad (7)$$

式中: n —设计变量个数; $f(x)$ —拟合函数; a_0, a_{ii}, a_{ji} —待定系数; $x_1 \sim x_n$ —设计变量。

对最大变形量与参数之间的响应进行拟合,其拟合结果计算如下:

$$\begin{aligned} f(p) = & 3.806\,6 + 0.257\,9p_1 - 1.189\,5p_4 - 0.128\,7p_5 + \\ & 0.160\,6p_6 - 0.186\,4p_7 + 0.125\,2p_8 + 0.030\,2p_1p_4 - \\ & 0.012\,3p_1p_5 + 0.050\,0p_1p_7 + 0.052\,1p_1p_8 + \\ & 0.014\,9p_4p_7 - 0.020\,1p_4p_8 - 0.019\,5p_6p_8 - \\ & 0.011\,0p_7p_8 - 0.131\,1p_1^2 + 0.012\,2p_4^2 + 0.013\,8p_5^2 - \\ & 0.014\,0p_6^2 - 0.022\,3p_8^2 \end{aligned} \quad (8)$$

经计算回归模型 $P < 0.01$ 说明模型显著性水平高, $R^2 = 0.975\,2$, 表明此次拟合结果较好,上述方程可以用来对转子的变形补偿进行预测和分析。

根据实际生产需求,应在保证脱皮机处理能力的同时,尽可能提升转子的结构性能。可据此建立最大变形量、 Str 的双重目标优化模型,为保证结构性能,可在优化求解方程中设置 Str 的权重大于最大变形量的权重。

其目标函数及边界条件为:

$$\begin{cases} \text{minimum} & Str \\ \text{minimum} & Deformation \\ SF \geq 1.5 \\ stress \leq 157 \end{cases} \quad (9)$$

其优化结果如表 3 所示。

表 3 优化实验结果分析表

变量	单位	候选解 1	候选解 2	候选解 3	初始解
p_1	mm	1.098 6	1.099 0	1.096 0	0
p_4	mm	3.605 0	3.301 1	3.619 4	0
p_5	mm	4.524 4	4.500 4	4.506 9	0
P_6	mm	3.607 7	3.603 8	3.600 9	0
p_7	mm	2.755 0	2.747 7	2.828 3	0
p_8	mm	2.195 7	2.197 8	2.181 5	0
应力	MPa	149.9	145.3	150.5	166.8
Deformation	mm	3.208 6	3.208 9	3.209 3	3.618 0
Str	mm	1.315 8	1.291 5	1.297 6	3.618 0
安全系数(SF)		1.567 3	1.617 1	1.561 8	1.408 9

以未预弯未受载时转子纵梁表面为基准。当转子受载时,记 L_u 为未补偿状态纵梁上任意一点距基准的位移, L_u 的计算方法为:

$$L_u = D_i \quad (10)$$

式中: D_i —转子上任一节点的变形量,mm。

记 L_a 为补偿后纵梁上任意一点距基准的位移,其中预弯后转子距回转中心的距离 L_a 计算方法为:

$$L_a = |p_i - D_i| \quad (11)$$

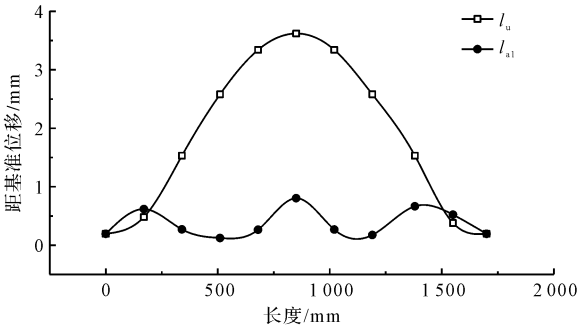
式中: p_i —转子上任一节点的补偿量,mm; D_i —转子上任一节点的变形量,mm。

以表 3 中所述 3 个候选点作为算例,其计算结果如表 4 所示。

表 4 补偿位移效果对比

i/mm	l_u/mm	l_{a1}/mm	l_{a2}/mm	l_{a3}/mm
170	0.481	0.617 6	0.618 0	0.615 8
340	1.53	0.270 6	0.299 2	0.271 1
510	2.58	0.122 6	0.121 1	0.121 7
680	3.34	0.265 0	0.260 1	0.279 4
850	3.62	0.804 4	0.880 4	0.882 9
1 020	3.34	0.267 7	0.263 8	0.260 9
1 190	2.58	0.175 0	0.167 7	0.248 3
1 380	1.53	0.665 7	0.667 5	0.661 5
1 550	0.379	0.521 4	0.521 4	0.521 7

上述 3 个候选点的预弯效果如图 10 所示。



(a) 候选点 1 补偿效果

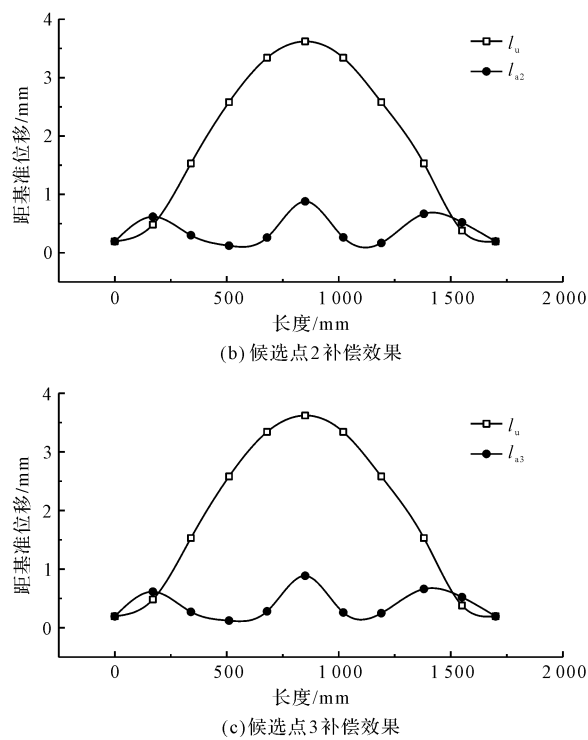


图 10 补偿位移结果对比

从图 10(a~c)及表 4 数据中可以得出:镜像对称补偿技术对于抑制脱皮机转子的径向膨胀变形有着显著的效果,对 3 个候选点进行比较,可知候选点 1 和候选点 2 补偿效果最好;同时,结合表中数据可知,候选点 2 的安全系数最高、应力最小、横梁平直度系数 Str 最小,故选择候选点 2 作为此次优化的最优解。

候选点 2 与初始解在受载条件下的应力、变形、 Str 值、安全系数对比结果,如表 5 所示。

表 5 优化结果对比

变量	应力/MPa	最大变形/mm	Str /mm	安全系数
候选点 2	145.3	3.208 9	1.291 5	1.617 1
初始解	166.8	3.618 0	3.618 0	1.408 9
变化量	-21.5	-0.409 1	-2.326 5	0.208 2
百分比	12.89%	11.31%	64.30%	14.78%
下降/上升	下降	下降	下降	上升

由表 4 可知:经变形补偿,脱皮机转子结构的最大应力降低了 21.5 MPa,为 12.89%;其最大变形量降低了 0.409 1 mm,为 11.31%; Str 下降了 2.326 5 mm,下降幅度最大为 64.30%;安全系数提升了 0.208 2,为 14.78%。

5 结束语

笔者针对脱皮机转子径向膨胀变形的问题,建立了脱皮机转子的三维参数化有限元模型,并采用两步式优化策略及镜像对称技术,对转子纵梁进行了结构补偿,主要过程及结论如下:

(1)建立了脱皮机转子的有限元模型,并对其在受载条件下的最大应力及最大变形量进行了计算,其最大应力为 166.8 MPa,最大变形量 3.618 0 mm。为对转子纵梁的变形量进行了曲线拟合,发现其最大变形位置处于沿纵梁长度方向的 1/2 处;

(2)针对脱皮机转子纵梁径向膨胀变形的问题,采用两步式策略优化方法,对其进行了结构补偿,采用 CCD 方法得到了 147 个样本点,对实验结果进行了拟合,经优化得到了 3 个候选点,对 3 个候选点数据进行列表以及图像比较,发现取候选点 2 作为设计参数时,结构最大应力最小,为 145.3 MPa;安全系数最高,为 1.617 1;评价纵梁平直度的 Str 值最小,为 1.291 5,且此时对颗粒流通道宽度造成的影响最小;

(3)通过变形补偿,脱皮机转子结构的最大应力降低了 21.5 MPa,为 12.89%;其最大变形量降低了 0.409 1 mm,为 11.31%; Str 下降了 2.326 5 mm,下降幅度最大为 64.30%;安全系数提升了 0.208 2,为 14.78%,补偿效果显著。

随着国内农业精细化及农业机械精密化的发展,结构补偿技术将会被逐步广泛地应用于农业装备领域。

参考文献 (References):

[1] 薛旭东,赵知辛,王 琨. 小麦脱皮机转子预弯工艺及优化设计[J]. 中国农机化学报,2020,41(3):104-108.

[2] 王龙飞,张丽艳,叶 南. 一种适用于曲面结构的机器人制孔误差在线补偿技术[J]. 航空学报,2019,40(10):292-306.

[3] 张 朋,李慧敏,邓 铭,等. 考虑工件热变形的大型结构件误差建模与补偿[J]. 哈尔滨工业大学学报,2019,51(7):82-88.

[4] 聂 萌,陈佳琦,徐 峰. 柔性压力传感器温度漂移补偿结构设计[J]. 传感技术学报,2019,32(10):1443-1446,1466.

(下转第 786 页)

本文引用格式:

件的创建,并开发了系列化零件的调用程序;依据装配约束和参数联动要求,完成了夹具实例模板的创建,得到了夹具实例总体结构模型,构建了夹具实例库;

(2)为方便夹具实例重用,基于 Top-Down 分析了夹具功能要求,并通过编码技术完成夹具实例的表示,构建了夹具设计编码系统,提出了对首要因素加权平均的最近邻索引法检索相似夹具实例;最后根据具体叶片和强度、刚度等要求,自顶向下完成了各零部件的设计。

参考文献 (References) :

[1] 关庆鹤,程 亮,李国骥. 大型换热器管板深孔加工关键夹具的设计与优化[J]. 压力容器,2017,34(6) :69-73.

[2] 张勤超,赵新泽,曹 正. Bottom-Up 与 Top-Down 设计方法比较及其交互使用[J]. 机械制造与自动化,2009,38(6) :90-92.

[3] 刘计娟. 基于 Top-Down 设计的装配模型建模方法研究[D]南京:河海大学机械工程学院,2007.

[4] MANTYLA M. A Modeling system for Top-Down design of assembled product[J]. **IBM J Res Develop**, 1990,9(5) : 200-213.

[5] 张 冶,陈志英. 基于装配约束关系的零部件参数化设计[J]. 机械科学与技术,2003,22(5) :710-712.

[6] 李海龙,董金祥. 基于约束的装配体技术[J]. 计算机辅助设计与图形学报,1997,9(3) :249-255.

[7] 何援军,曹金勇. 基于参数化零部件的自动装配设计[J]. 计算机辅助设计与图形学报,2001,13(11) :1008-1011.

[8] 李晓辉,刘妍秀. 基于实例推理机制(CBR)综述[J]. 长春大学学报,2006,16(4) :68-70.

[9] AAMODT A,PLAZA E. Case-based reasoning: foundational issues, methodological variations, and system approaches[J]. **Ai Communications**,2001,7(1) :39-59.

[编辑:李 辉]

本文引用格式:

沈子恒,吕彦明,袁 飞,等. 基于混合推理的汽轮机叶片夹具自顶向下设计方法[J]. 机电工程,2021,38(6) :780 – 786.

SHEN Zi-heng, LV Yan-ming, YUAN Fei, et al. Design method of turbine blade fixture from top to bottom based on hybrid reasoning[J]. *Journal of Mechanical & Electrical Engineering*, 2021,38(6) :780 – 786.

《机电工程》杂志;http://www.meem.com.cn

(上接第 779 页)

[5] 陈蔚芳,楼佩煌,陈 华. 薄壁件加工变形主动补偿方法[J]. 航空学报,2009,30(3) :570-576.

[6] 雷 宇. 超重型卧式车床尾座套筒热伸长的补偿及抗震、缓冲的结构[J]. 制造技术与机床,2015(2) :71-72.

[7] 刘醒彦,刘长青. 基于自然进化策略的多工艺融合结构件加工变形控制方法[J]. 航空制造技术,2020,63(11) :83-87,93.

[8] 何 涛,朱 跃,杨天豪,等. 高低温环境光栅线位移传感器校准装置精度设计[J]. 导弹与航天运载技术,2020(5) :99-102.

[9] BAZILEVS Y, HSU M. C, KIEND J, et al. A computational procedure for prebending of wind turbine blades[J]. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**,2012,89(3) :323-336.

[10] VYROUBAL J. Compensation of machine tool thermal deformation in spindle axis direction based on decomposition method[J]. **Precision Engineering**,2012,36(1) :121-127.

[11] 赵知辛,薛旭东,任江豪,等. 小麦脱皮机转子的轻量化设计[J]. 食品与机械,2020,36(6) :107-111.

[12] 李重华,刘丰睿,叶振信,等. 考虑横截面形状和几何尺寸的弹簧优化的两步式策略[J]. 西安交通大学学报,2020,54(11) :74-80.

[13] 郭景浩,张立强,王 勇,等. 基于非参数误差模型的镜像铣同步精度补偿[J]. 计算机集成制造系统,2020,26(7) :1756-1762.

[14] 苗新刚,武美萍,吕彦明. 基于射流支撑薄壁件镜像加工尺寸误差补偿设计[J]. 机械设计与研究,2016,32(5) :110-114.

[15] 孟令锐,何海建,杨 扬,等. 基于响应面法的风机塔筒门框多目标优化研究[J]. 机电工程,2018,35(4) :369-374.

[16] 郑 彬,张俊杰,李 昭. 汽车驱动桥壳静动态特性分析与多目标优化研究[J]. 机电工程,2020,37(7) :770-776.

[编辑:李 辉]