DOI: 10.3969/j. issn. 1001-3881. 2018. 23. 026

卧式加工中心床身蜂窝状支撑结构设计与优化

李建龙，罗生梅
(兰州理工大学机电工程学院，甘肃兰州 730050)

摘要: 提出采用蜂窝状支撑结构对卧式加工中心床身进行性能优化的思路，即将床身原有支撑结构改为蜂窝状结构，并对各性能指标与原结构进行比较，分析优化效果。利用参数化建模方法，分析蜂窝状结构胞单元参数、排布方式、排布密度与床身一阶固有频率、质量、静变形、等效应力之间的关系，得到蜂窝状结构对床身最佳优化效果。利用响应面法建立参考数学模型设计改进方案，用灰色关联法对计算结果处理分析，并采用熵权法改进灰色关联法，使得其成为一种适于床身优化方案选择的评价标准。以我国西北某机床厂生产的某型卧式加工中心床身优化为例。选择蜂窝胞单元边长与筋板厚度为设计变量，利用 ANSYS Workbench 进行参数化设计，采用 MATLAB 软件进行数据处理和灰色关联法分析选出最佳优化方案。结果表明，优化后的机床床身各性能指标得到大幅度地提升。床身一阶固有频率提高约 24.1%，床身质量减轻约 7.4%，静变形降低约 26%，等效应力减小约 35.1%。

关键词: 卧式加工中心床身; 蜂窝结构; 性能优化; 灰色关联分析法
中图分类号: TH122 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-3881 (2018) 23-120-6

Design and Performance of Honeycomb Support Structure for Machining Center Bed

LI Jianlong, LUO Shengmei
(School of Mechanical & Electrical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou Gansu 730050, China)

Abstract: The idea of honeycomb support structure performance optimization of horizontal machining center bed was proposed, and lathe bed was the original support structure changed into a honeycomb structure, and the performance index of the original structure and parallel comparison, analysis of the optimization effect. By using the parametric modeling method, analysis of honeycomb structure of unit cell parameters, density and frequency of the bed, the quality of the static deformation, equivalent stress relationship, the effect of honeycomb structure on the bed could be obtained. The improved design reference model using response surface method, analysis of the calculation results with the gray correlation method, and uses the improved entropy and gray correlation method, a comprehensive optimization evaluation standard for bed was made. In a machine tool factory in northwest of China, the production of type horizontal machining center as an example of optimization, parametric designed by ANSYS Workbench by selecting sides of cellular texture and thickness of rib board as design variables, the best optimization scheme of data processing and the gray correlation method with MATLAB software were analyzed and selected. The results show that the performance indexes of optimized machine tool has been greatly improved. The first-order natural frequency is increased by about 24.1%, the bed mass is reduced by about 7.4%, the static deformation is reduced by about 26%, and the equivalent stress is reduced by about 35.1%.

Keywords: Machining center bed; Cellular texture; Performance optimization; Grey correlation method

0 前言

加工中心的精度与关键件、床身大件的精度表现密切相关，近年来随着机床高速切削领域的发展，床身、立柱等仅以经验值保守设计的零部件对加工中心整机的性能影响更加明显。随着有限元分析理论与软件、振动测量与分析仪器的发展，近年来国内研究人员对机床大件的动态性能与轻量化进行了大量研究。对床身等大件的优化有以下两种思路: (1) 在保证结构质量不增加的情况下提高结构的动态特性。如于长亮等[1]以整机为研究对象用灵敏度法辨识出整机的刚度薄弱环节为立柱后，对立柱设置质量为约束条件进行了模态优化; (2) 保证固有频率不变的情况下采用尺寸优化、拓扑优化等方法对零件进行轻量化设计。如任帅等人[2]以床身的质量为优化目标，在保证静动态特性不变的情况下，采用拓扑优化的方式对床身进行了轻量化设计。郭垒等人[3]基于灵敏度分析的方法对机床进行轻量化设计。刘成颖等[4-5]采用元结构的方法对床身“井”字形支撑结构进行分析并对出

收稿日期: 2017-08-02
作者简介: 李建龙 (1993—)，男，硕士研究生，主要研究方向为数控功能技术与精密制造装备。E-mail: 1083340880@qq.com。
通信作者: 罗生梅，E-mail: 771800519@qq.com。

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

砂孔尺寸进行了二次优化。

蜂窝结构早期被应用于航空领域应用。蜂窝构造非常精巧，结构性能好，比强度、比刚度高。目前，在荷兰、英国等发达国家蜂窝结构的研究与应用非常成熟，随着我国制造技术的快速发展，对蜂窝结构的研究正趋于成熟，其应用也逐步扩展开来。对蜂窝的研究主要集中在蜂窝夹层的静力学研究。王博等人[6-7]研究了低速冲击下不同蜂窝结构坍塌行为，以及蜂窝夹层结构在低速冲击下的动力响应。

本文作者通过将加工中心床身原有的支撑结构改进为蜂窝状支撑结构，并利用参数化建模方法，分析蜂窝状结构胞单元参数、排布方式与床身一阶固有频率、质量、静变形、等效应力之间的关系，得到蜂窝状结构对床身性能的最佳优化效果。采用灰色关联法对计算结果处理分析，并采用熵权法改进灰色法，使得其成为一种适于床身优化的综合性评价标准。以我国西北某机床厂生产的某型卧式加工中心床身优化为例，利用 ANSYS Workbench 进行参数化设计，采用 MATLAB 软件进行数据处理和灰色关联法分析选出最佳优化方案。

1　床身性能分析与优化目标提出

1.1　某型卧式加工中心床身性能分析

1.1.1　床身基本参数

某卧式加工中心为我国西北某机床厂推出的一种高性能、高效率的自动换刀数控机床，其基本参数如表 1 所示，床身结构模型如图 1 所示。

加工中心力的传递路线: 工件-夹具-工作台-床身。床身所受静载荷包括以下 3 个方面:

(1) 工作台质量

从机床说明书查得工作台材料为 HT300，密度 $\rho = 7\ 200\ \mathrm{kg/m^3}$，从表 1 可得工作台的基本尺寸。

表 1　某型卧式加工中心基本参数表

参数名称	参数值
工作台面积/mm×mm	500×500
最大载荷/kg	500
主轴转速/(r·min^{-1})	20~6 000
机床外观尺寸/(mm×mm×mm)	4 290×2 300×2 700
X 轴行程/mm	700
Y 轴行程/mm	600
Z 轴行程/mm	600
快速进给速度/(mm·min^{-1})	18 000
切削进给速度/(mm·min^{-1})	1~6 000
定位精度/mm	0.010
重复定位精度/mm	0.006
质量(毛重)/kg	13 000

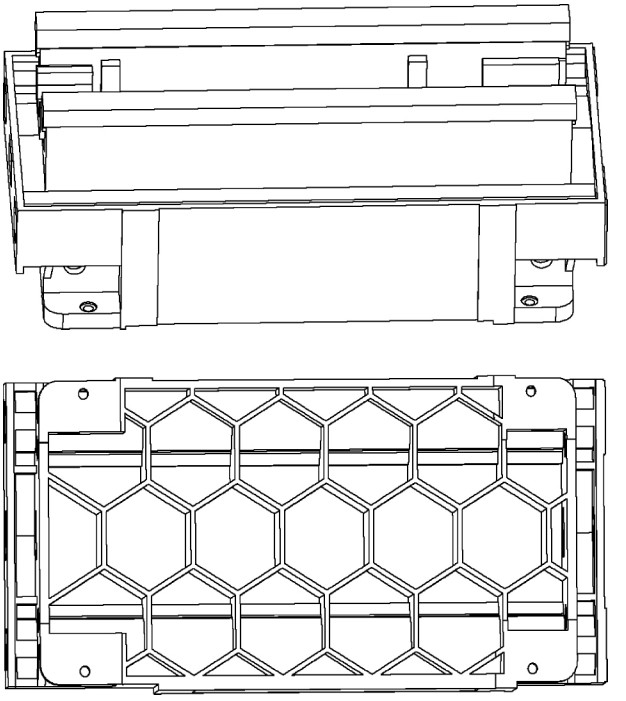


图 1　某型卧式加工中心床身结构模型

$$V = 0.125\ \mathrm{m^3} \tag{1}$$

$$G = mg = \rho V g = 8\ 820\ \mathrm{N} \tag{2}$$

(2) 最大载荷

从表 1 可知加工中心工作台的最大载荷质量为 500 kg，为了更好地验证性能，故选择最大载荷值。

(3) 其他

在床身和工作台上还安装有夹具、丝杠等其他零部件，估算其质量约为 100 kg。

因此总静态载荷 $F = 14\ 700$ N。

1.1.2　床身静动态性能分析

查说明书可知床身材料为铸铁(密度为 7 200 kg/m^3，弹性模量为 110 GPa，泊松比为 0.27)。根据机床的实际装配情况，载荷添加在与工作台配合的两导轨的接触面上，但在床身两导轨之间有进给系统等零部件，故也需添加载荷，还需添加床身自身的重力。约束按照装配与安装情况在床身与地面用螺栓固定的螺栓孔添加固定约束，在与立柱接触面 Z 向添加位移约束，地面与床身接触面添加无摩擦约束，分析结果如表 2 所示。

在床身安装进给系统等零部件伺服电机的位置分别施加大小为 1 000 N，频率为 1~500 Hz 的谐振力，得到幅值与击振频率的关系曲线如图 2 所示。从谐响应分析的结果可以看出，在研究的频率范围内，加工中心床身有多个共振点，但对床身性能影响最大且为最主要的共振峰值出现在 244 Hz 附近处。

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

表 2　加工中心床身性能基本参数表

参数名称	参数值	阶数	频率/Hz	振型描述
质量/kg	1 082.1	1	249.28	导轨沿 Y 向的弯曲
最大等效应力/MPa	3.209 9	2	326.79	床身支撑部分沿 Z 向的弯曲
最大静态变形/mm	0.008 537	3	376.73	整体绕 X 向的扭曲
		4	400.55	床身边缘沿 Y 向弯曲
		5	456.61	整体沿 Y 向左右弯曲
		6	472.58	导轨沿 X 向弯曲

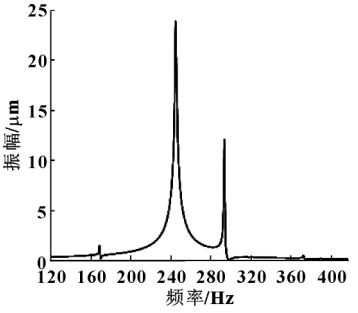


图 2　床身谐响应曲线

1.2　优化目标的确定

从谐响应分析可知在床身第一阶固有频率处振幅最大，且此处曲线变化突兀，幅值远远超出平均水平。根据振动理论[8]，考虑床身与地面、其他零部件之间的装配关系，可将其简化为单自由度弹簧阻尼系统，系统的固有频率为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{3}$$

激振力 $F = F_0 \sin\omega t$ 作用时，振幅为

$$X = \frac{F_0}{c}\sqrt{\frac{m}{k}} \tag{4}$$

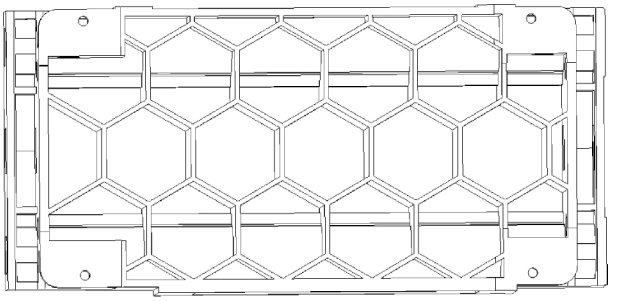
由式（4）可知，在保持床身质量和系统阻尼不变的情况下，可以通过提高刚度来降低振幅。根据式（3）提高固有频率是提高刚度的有效途径。

2　支撑结构设计

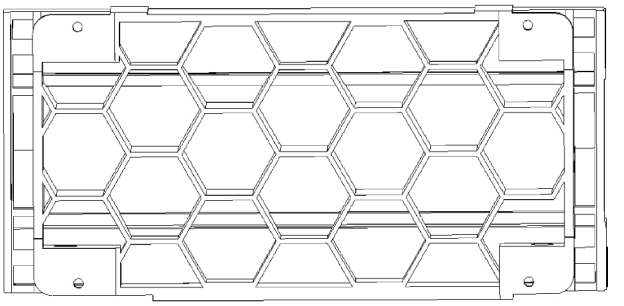
对原床身“井”字形支撑结构采用尺寸优化、变密度拓扑优化等主流优化方式进行优化，优化结果并不理想，主要表现在提高固有频率便增加了床身质量、经济性下降，或质量基本不变的情况下其固有频率提高并不大且应力、变形等相互干涉。故考虑保证其他设计结构不变的情况下对床身支撑结构进行重新设计，以达到优化目的。

2.1　蜂窝支持结构

蜂窝采用的正六边形，十分符合现实需要，是一种最经济的空间架构。科学家们研究发现，正六边形的建筑结构，密合度最高、所需材料最简、可使用空间最大。蜂窝的结构给航天器设计师们很大启示，他们在研制时采用了蜂窝结构，先用金属制造成蜂窝，然后再用两块金属板把它夹起来就成了蜂窝结构。这种蜂窝结构强度很高，质量又很轻，还有益于隔音和隔热。因此，当前的航天飞机、人造卫星、宇宙飞船在内部大量采用蜂窝结构，卫星的外壳也几乎全部是蜂窝结构。所以借鉴上述经验采用蜂窝支撑结构以达到改进床身性能的目的。结构模型图如图 3 所示。



(a) 蜂窝支撑(竖直排布)



(b) 蜂窝支撑(水平排布)

图 3　床身蜂窝支撑结构模型图

图 4 所示为蜂窝结构基本单元，文中只讨论正六边形的情况故选择参数 l 为蜂窝单元梁的长度，t 为筋板厚度。

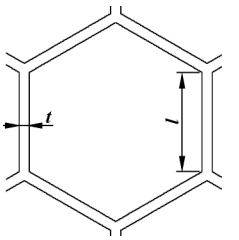


图 4　蜂窝单元结构尺寸图

初始六边形参数确定以床身质量为约束，保证床身质量基本相同的条件下，经多次反复试验，确定 $l = 135.29$ mm，$t = 12.5$ mm，床身质量 $m = 1\ 030.4$ kg 为蜂窝胞单元性能较好的尺寸，以此为尺寸参数设计中心点展开，选 120 mm $\leqslant l \leqslant$ 150 mm，$t = 11.62$ mm、$t = 12.5$ mm、$t = 13.38$ mm 3 个水平，胞单元排布方式如图 3（a）竖直排布、图 3（b）水平排布进行仿真分析，质量、一阶固有频率、最大静变形、最大等效应力随 l 变化情况如图 5、图 6 所示。

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

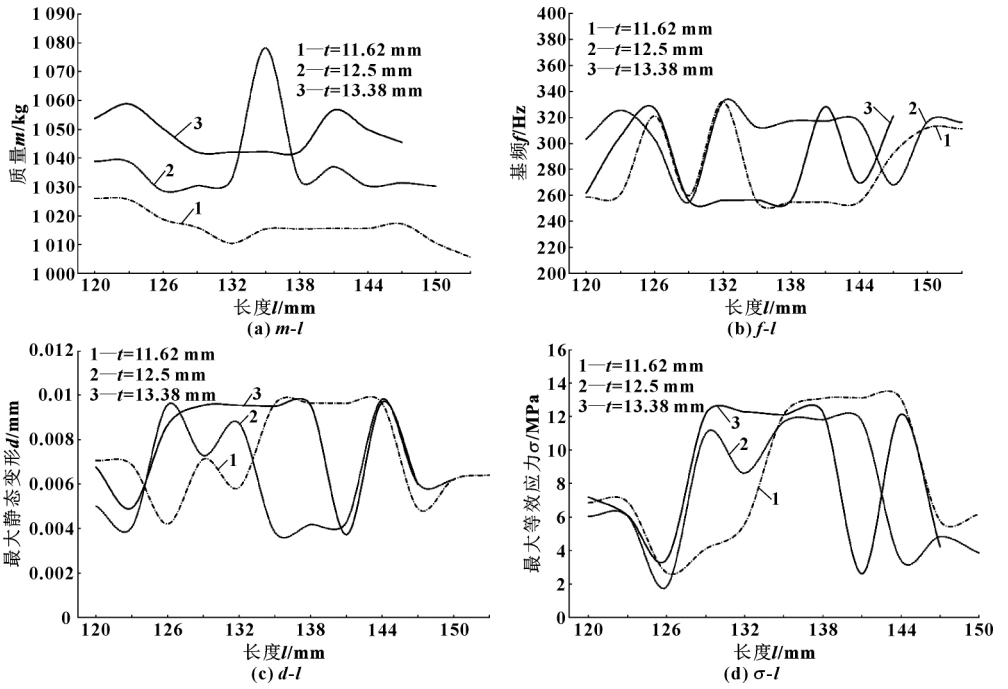


图 5　六边形竖直排布各指标变化图

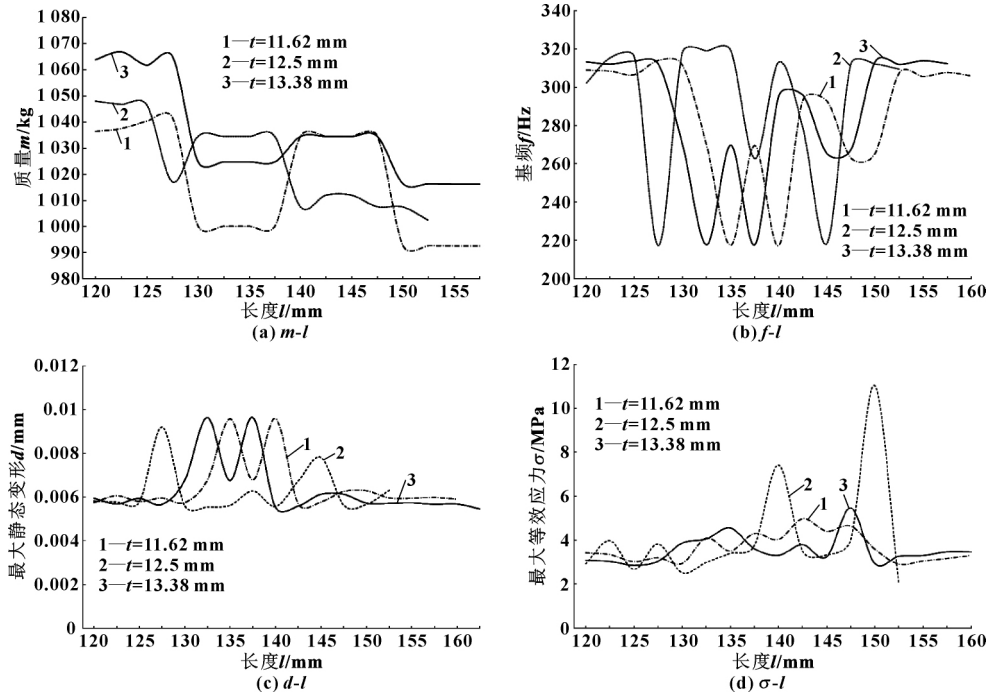


图 6　六边形横向排布各指标变化图

分析图 5、图 6 可知：

（1）图 5（a）、图 6（a）进行分析得，加工中心床身质量随着结构参数 l 的增大呈阶梯状减小。结构参数 t 越小质量越轻。横向排布比竖直排布变化趋势明显，且 l 一定竖直排布质量略大于横向排布。

（2）加工中心床身的一阶固有频率在 200～340 Hz 之间波动。一阶固有频率 f 随着结构参数 l 变化呈“W”状变化，当 l 大于 150 mm，f 值趋于高位且较稳定。结构参数 t 与排布方式对固有频率影响不明显。

（3）床身的最大静态变形在 0.004～0.10 mm 之间变化，最大变形 d 随着结构参数 l 增大呈“M”形变化，在 l = 125～145 mm 之间处于峰值。在同条件下横向排布比竖向排布略高，但在结构参数 l 大于 150 mm 后逐步趋于稳定且变形较小。结构参数 t 对最大变形影响不明显。

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net

(4) 床身的最大等效应力竖向排布比横向排布应力大且波动剧烈。主要因为最大应力出现在结构变化剧烈的地方，可通过倒圆角等方法优化，故这里关注其稳定性。

2.2 参数数学模型建立

响应面法[9]是在实验数据的基础上，用合理的方式建立起一个或一组近似的显性函数。响应面法的主要过程就是对实验数据进行最小二乘法拟合，得到目标和约束关于试验参数的函数近似表达式。假定参数与目标间的关系为 $g=g(x)$，其中 x 是一个 n 维向量 $x\in E^n$。g 是一个未知的函数，可能找不出准确的表达式，但只要取到样本点 $x^{(i)}$，就可以通过试验的方式找到相应的性能值 $g^{(i)}=g(x^{(i)})$，即一个样本点对应一个响应值。利用 k 样本点和 k 响应值，使用待定系数的方法求出函数 $g=g(x)$ 的近似函数:

$$\tilde{g}=G(x) \tag{5}$$

式中: $\tilde{g}$, $f(x)$ 是待构造的响应面函数，根据工程应用经验选用二次多项式函数形式。

$$\tilde{g}=d_0+\sum_{i=1}^{n}d_i x_i+\sum_{j=1}^{n}\sum_{i=1}^{n}d_{ji}x_i x_j \tag{6}$$

构造系数矩阵统一形式，得到响应面函数:

$$\tilde{g}=\sum_{i=0}^{p-1}d_i x_i \tag{7}$$

其中 $p=(n+1)(n+2)/2$，即为待定系数的个数，在 $k\geqslant p$ 的条件下，经过 k 次独立试验，这些试验中将各变量取不同的值得到如下的样本矩阵:

$$\boldsymbol{X}=\begin{bmatrix}1 & x_1^{(0)} & x_2^{(0)} & \cdots\cdots & x_{p-1}^{(0)}\\ 1 & x_1^{(1)} & x_2^{(1)} & \cdots\cdots & x_{p-1}^{(1)}\\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots\\ 1 & x_1^{(k-1)} & x_2^{(k-1)} & \cdots\cdots & x_{p-1}^{(k-1)}\end{bmatrix} \tag{8}$$

$$\boldsymbol{D}=(d_0,d_1,\ldots\ldots,d_k-1) \tag{9}$$

$$\boldsymbol{G}=(g_0,g_1,\ldots\ldots,g_{m-1}) \tag{10}$$

最终待定系数矩阵的求解方法为:

$$\boldsymbol{D}=(\boldsymbol{X}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{X})^{-1}\boldsymbol{X}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{G} \tag{11}$$

引入中心点改进矩阵:

$$\boldsymbol{X}=\begin{bmatrix}x_1^{(1)}-x_1^{(0)} & x_2^{(1)}-x_2^{(0)} & \cdots\cdots & x_{p-1}^{(1)}-x_{p-1}^{(0)}\\ x_1^{(2)}-x_1^{(0)} & x_2^{(2)}-x_2^{(0)} & \cdots\cdots & x_{p-1}^{(2)}-x_{p-1}^{(0)}\\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots\\ x_1^{(k-1)}-x_1^{(0)} & x_2^{(k-1)}-x_2^{(0)} & \cdots\cdots & x_{p-1}^{(k-1)}-x_{p-1}^{(0)}\end{bmatrix} \tag{12}$$

$$d_0=g_0-\sum_{i=1}^{k-1}c_i x_0 \tag{13}$$

$$\boldsymbol{D}=(d_1,d_2,\ldots\ldots,d_{p-1})^{\mathrm{T}} \tag{14}$$

$$\boldsymbol{G}=[g_1-g_0,g_2-g_0,\ldots\ldots,g_{m-1}-g_0]^{\mathrm{T}} \tag{15}$$

选择一阶固有频率和质量为主要参考目标，采用二次表达式，选取 t，l 为结构参数变量，确立系数矩阵，分别构造床身固有频率和质量拟合表达函数。

$$f(l,t)=2\ 772.638-27.209\ 5l-92.209\ 5t+0.093\ 294l^2+3.647\ 37t^2+0.003\ 900\ 4lt \tag{16}$$

$$m(l,t)=876.288\ 3-3.268\ 82l+63.936\ 4t+0.009\ 762l^2-1.721\ 59t^2-0.062\ 64lt \tag{17}$$

2.3 优化方案

由图 5、图 6 的分析结论，结合公式(16)、公式(17)，设计参考值，对床身模型进行合理改进，得到 11 种方案如表 3 所示，表 3 中 m 表示质量，f 表示一阶固有频率，σ 表示最大等效应力，d 表示最大静态变形，排布方式 s 表示竖直排布，h 表示水平排布。

表 3 某型卧式加工中心床身优化方案基本参数表

方案	l/mm	t/mm	σ/MPa	d/mm	f/Hz	m/kg	排布
1	130.0	11.25	2.668 0	0.004 205	321.34	1 018.8	s
2	130.0	12.50	2.571 0	0.004 067	325.80	1 038.7	s
3	135.3	12.50	3.733 9	0.005 724	332.29	1 030.4	s
4	140.0	12.50	2.429 8	0.003 828	323.45	1 037.0	s
5	152.0	11.25	3.422 2	0.005 757	309.07	990.3	h
6	152.0	13.75	4.651 2	0.005 425	316.45	1 024.8	h
7	152.6	11.25	2.849 6	0.006 411	311.54	1 005.7	s
8	152.6	12.50	3.434 3	0.006 195	316.41	1 025.6	s
9	162.7	11.62	3.169 8	0.005 990	307.70	992.6	h
10	162.7	13.38	3.302 7	0.005 743	313.74	1 016.4	h
11	167.2	12.50	2.083 0	0.006 316	309.42	1 002.4	h

3 最优方案选择

对表 3 中方案进行综合性评价，考虑到各方案各指标之间无直接联系且样本有限，选用灰色关联分析法[10]处理。灰色关联是指事物间的不确定关联，或系统因子之间、因子对主行为之间的不确定关联。灰色关联分析是一种通过灰色关联度来分析和确定系统因素间关系强弱、大小、次序的方法。其基本思想是: 以因素的数据序列为依据，用数学的方法研究因素之间的集合对应关系，即序列曲线的几何形状越接近，则它们之间的灰色关联度越大，反之越小。灰色关联分析不需要典型的分布规律计算量小，具有独特优势、实用可靠的优点。以床身最优的性能指标为主行为，灰色关联分析的主要步骤为:

(1) 确定反映系统行为特征的参考数列和影响系统行为的比较数列，选择表中各指标的最优值为参考。

(2) 对参考数列和比较数列进行量纲一化处理。

(3) 求参考数列与比较数列的灰色关联系数 ξ。

$$\xi_{0i}=\frac{\Delta_{\min}+\rho\Delta_{\max}}{\Delta_{0i}(k)+\rho\Delta_{\max}} \tag{18}$$

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved. http://www.cnki.net

式中: $\Delta_{\min}$为比较数列第二级最小差;

$\Delta_{\max}$为比较数列最大差;

ρ 为分辨系数，一般在 0~1 之间，通常取 ρ = 0.5。

(4) 求关联度。

$$r_i = \frac{1}{n}\sum_{k=1}^{n} \xi_i(k) \tag{19}$$

这里对质量和一阶固有频率更加关注对关联度计算公式各指标添加权重。

$$r_i = \frac{0.3\,m_i + 0.3\,f_i + 0.2\delta_i + 0.2\,d_i}{4} \tag{20}$$

计算结果如表 4 所示。

表 4　优化方案关联度系数

方案	δ	d	f	m	r_i
1	0.687 0	0.774 2	0.529 0	0.459 5	0.490 1
2	0.724 6	0.844 0	0.654 5	0.333 3	0.394 5
3	0.437 5	0.405 1	1	0.376 5	0.412 2
4	0.787 4	1	0.581 7	0.341 4	0.408 6
5	0.489 5	0.401 0	0.346 2	1	0.911 8
6	0.333 3	0.447 2	0.437 0	0.412 3	0.411 3
7	0.626 2	0.333 3	0.372 1	0.611 4	0.586 3
8	0.487 3	0.353 0	0.436 3	0.406 9	0.409 7
9	0.541 6	0.373 9	0.333 3	0.913 0	0.838 5
10	0.512 9	0.402 8	0.398 6	0.481 5	0.475 0
11	1	0.341 8	0.349 7	0.666 6	0.651 2

从表 4 中可以看出方案 5、方案 9、方案 11 关联系数较高，将此 3 种方案进行静动态分析，并与原床身分析结果进行比较，如表 5 所示。

表 5　参数指标变化率

方案	设计参数			变化率/%			排布
	l	t	δ	d	f	m	
5	152.0	11.25	−6.6	32.6	24.0	8.5	h
9	162.7	11.62	1.2	29.8	23.4	8.3	h
11	167.2	12.50	35.1	26.0	24.1	7.4	h

从表 5 中可以看出，方案 11 各性能指标最理想，故选此方案对某型卧式加工中心床身进行优化。

4　结论

(1) 用蜂窝状结构替换某型卧式加工中心床身原有的“井”字形支撑结构。结果表明优化后的机床床身各性能指标得到全面提升。床身一阶固有频率提高约 24.1%，床身质量减轻约 7.4%，静变形降低约 26%，等效应力减小约 35.1%。

(2) 蜂窝结构主要以胞单元拓扑得到，便于建立数学模型进行参数化设计，是一种卧式加工中心床身优化很好的方法。

参考文献:

[1] 于长亮,张辉,王仁彻,等.机床整机动刚度薄弱环节辨识与优化方法研究[J].机械工程学报,2013,49(21):11-17.
YU C L,ZHANG H,WANG R C,et al.Study on Method for Week Link Identification of a Machine Tool and Optimization Design[J].Journal of Mechanical Engineering,2013,49(21):11-17.

[2] 任帅,宋冬冬.基于 ICM 拓扑优化的加工中心床身轻量化设计[J].机床与液压,2014,42(13):130-134.
REN S,SONG D D.Weight-reduction Design for Machining Center Bed Based on ICM Topological Optimization[J].Machine Tool & Hydraulics,2014,42(13):130-134.

[3] 郭垒,张辉,叶佩青,等.基于灵敏度分析的机床轻量化设计[J].清华大学学报(自然科学版),2011,51(6):846-850.
GUO L,ZHANG H,YE P Q,et al.Light Weight Design of a Machine Tool Based on Sensitivity Analysis[J].Journal of Tsinghua University,2011,51(6):846-850.

[4] 刘成颖,谭锋,王立平,等.考虑机床动态性能的床身元结构二次优化方法[J].农业机械学报,2015,46(11):399-404.
LIU C Y,TAN F,WANG L P,et al.Two-level Optimization Method of Bed Unit Structure Considering Dynamic Performance of Machine Tool[J].Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery,2015,46(11):399-404.

[5] 郭垒,张辉,汪劲松,等.元结构方法的理论建模和验证[J].机械工程学报,2011,47(23):135-143.
GUO L,ZHANG H,WANG J S,et al.Theoretical Modeling of Unit Structure Method with Verifications[J].Journal of Mechanical Engineering,2011,47(23):135-143.

[6] 王博,张雄,徐胜利.2D 周期蜂窝结构面内静动态压缩力学行为研究[J].力学学报,2009,41(2):274-281.
WANG B,ZHANG X,XU S L.Mechanical Behavior of 2D Periodic Honeycombs Under In-plane Uniaxial Compression[J].Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics,2009,41(2):274-281.

[7] 陈士哲.蜂窝夹层梁结构在低速冲击下的动力响应研究[D].太原:太原理工大学,2011.

[8] 李有堂.机械振动理论与应用[M].北京:科学出版社,2012.

[9] 吴巍巍.蜂窝拓扑结构的频响特性分析与优化[D].合肥:中国科学技术大学,2015.

[10] 曹明霞.灰色关联分析模型及其应用的研究[D].南京:南京航空航天大学,2007.

(责任编辑: 卢文辉)

(C)1994-2022 China Academic Journal Electronic Publishing House. All rights reserved.　http://www.cnki.net