

基于神经网络的高效强力复合铣床立柱优化设计*

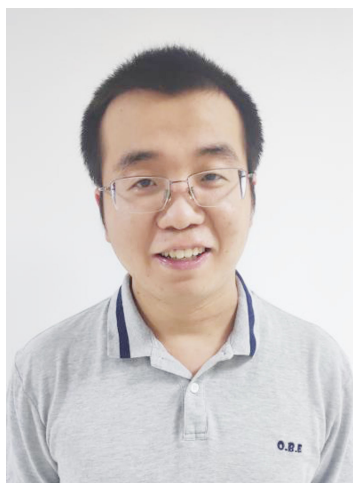
李志山, 史耀耀

(西北工业大学机电学院, 西安 710072)

[摘要] 针对整体叶盘高效强力复合数控铣床立柱刚性不足的问题,通过试切钛合金获取盘铣切削时的切削力,运用 ABQUS 有限元分析模块,计算立柱的动、静态特性,结合变量化分析技术,提取立柱的元结构和框架结构进行优化设计。以结构固有频率最高为优化目标,提出立柱结构的改进设计方案,并结合 BP 神经网络模型寻找最优设计变量。改进后的立柱结构方案与原型相比,固有频率明显提高。最后,应用该方法对整体叶盘高效强力复合数控铣床原理样机进行了分析,依据分析结果对原结构进行了改进,并进行了加工试验,结果表明,其动、静态特性有了较大的改善,验证了该方法的正确性和可行性。

关键词: 高效强力复合铣床; 动静态特性; 变量化分析; 固有频率; BP 神经网络

DOI:10.16080/j.issn1671-833x.2019.17.058



李志山

博士研究生,长期从事整体叶盘高效强力复合研究铣削机床设计及加工研究,负责高档数控机床与基础制造装备科技重大专项课题之“航空发动机整体叶盘高效强力复合数控铣床开发及应用”课题。

整体叶盘是新一代航空发动机实现结构创新与技术跨越的核心部件。在数控铣削工艺中,通道开槽粗加工的材料去除量大,占整体叶盘切除总量 90% 以上,其加工工艺的优劣是提高加工效率、降低加工成本、缩短研制周期的关键。整体叶盘常用的加工方法是在通用五坐标数控机床上采用球头铣刀或圆柱铣刀进行插铣或侧铣,一定程度上提高了加工效率,但由于机床刚性、切削力以及复杂曲面等因素的制约,使加工效率无法大幅提升^[1]。

整体叶盘高效强力复合铣,即盘铣+插铣+侧铣的复合铣削工艺方法,是一种创新性集成工艺方法,主要用于整体叶盘的高效开槽粗加工,可大幅提高整体叶盘的加工效率。而盘铣切削工艺方法,其切削力较插铣、侧铣显著增加,机床所承受载荷亦较大,对机床结构刚性要求将更高^[2]。国内

外学者针对改善机床整体刚性和关键结构件刚性这一问题,进行了大量的分析研究。

Baker 等^[3]从机床系统结构和切削力等方面研究了影响机床刚性的问题,分别针对车削加工和铣削加工,从静态和动态刚性进行分析,发现机械结构的改变可以很好地提高整体刚性。Huang 等^[4]分析发现,通过对整机中结构部件的刚性分析,可以得到更准确的结果,但文章仅分析了结构的静态特性,没有对动态特性进行说明。北京航空航天大学的杨永彬等^[5]应用结构仿生原理和方法,对叶片抛磨机立柱内部的筋板结构进行了重新设计,减小了质量,比刚度有所提高。天津大学的辛志杰等^[6]运用结构动态设计原理对数控弧齿锥齿轮铣齿机立柱部件进行了动、静态分析,为机床的改进和设计提供了方法和依据。

本文针对整体叶盘高效强力复合数控铣床关键承载结构构件——立柱结构刚性影响加工性能这一问题,在国内外学者研究的基础上,利用有限元分析方法,建立立柱结构的动力学模型,对其进行动态分析,确定立柱的结构特性;在此基础上,结合变量化分析技术,建立有限元变量化模型,并应用神经网络算法,以立柱固有频率最高为优化目标,对结构变量进行优化,获得最优的立柱结构模型。最后,以整体叶盘高效复合数控铣床原理样机为平台,应用该方法进行分析计算,对存在刚性较差的问题提出了相应的改进措施。

有限元建模及分析

整体叶盘强力复合铣床盘铣立柱长 1000mm、宽 800mm、高 2690mm,在 UG NX 7.5 中建立立柱模型(图 1)。底部通过 18 个螺栓固定,立柱材质为 HT300,弹性模量 $E=143000\text{MPa}$,泊松比 $\lambda=0.27$,密度 $\rho=7300\text{kg/m}^3$ 。有限元网格划分后如图 1(b)所示。网格划分后,得到 103598 个单元、187463 个节点。机床工作台及床身底座对立柱特性的影响较小,可以忽略^[7]。为简化计算,降低建模难度,对床身底座螺栓孔接触面采用全约束处理。

1 盘铣切削力测量及静力学分析

试验在样机上进行(图 2),采用 27 刃错齿盘铣刀,直径为 400mm,试件尺寸为 $300\text{mm} \times 150\text{mm} \times 30\text{mm}$,通过信号采集卡对信号采集和记录,获得的最大切削力 F_{max} 为 3000N。

依据实际周向铣削经验公式,计算各方向切削力可得:

$$\begin{aligned} F_1 &= 0.35F_{\text{max}} = 1050\text{N} \\ F_2 &= 0.8F_{\text{max}} = 2400\text{N} \\ F_3 &= 0.7F_{\text{max}} = 2100\text{N} \end{aligned}$$

立柱是机床的重要承载部件,工作时承受复杂的空间载荷^[8],现进行如下假设:

假设 1:立柱自重为均布载荷,

通过对立柱施加重力加速度完成。

假设 2:盘铣主轴箱等自重为集中载荷,通过对立柱施加压力和弯矩完成。

假设 3:切削力为可变外载荷,通过盘铣刀、主轴箱等传递到立柱上,可通过施加压力和弯矩完成。

立柱受力分布如图 3 所示。

依据实际加工情况,对高效强力复合数控铣床模型进行静力学工况模拟。其中, G_1 为盘铣头自重,在 UG NX 中计算得 23970N; F_1 、 F_2 、 F_3 为盘铣铣削试验所得值,分别为 1050N、2400N 和 2100N。盘铣头重心到立柱作用面距离 S_1 约为 200mm,盘铣刀切触点至盘铣主轴箱体重心距离 S_3 约为 800mm。立柱底部通过地脚螺栓固定,设置立柱底部 18 个螺栓为全约束。

盘铣立柱受力情况最为恶劣的情况下,即立柱顶部受切削力时,切削力水平作用线距立柱底面距离约为 2200mm。施加上述载荷后,经 ABQUS 有限元分析计算,整体形变如图 4 所示。

各个方向静位移 d 如表 1 所示。

从有限元分析计算结果可知,机床最大静态变形在 Y 方向,且变形较大,说明立柱承受倾覆力矩能力较差,这将直接影响其整机的加工性能^[9]。所以对立柱结构刚性进行

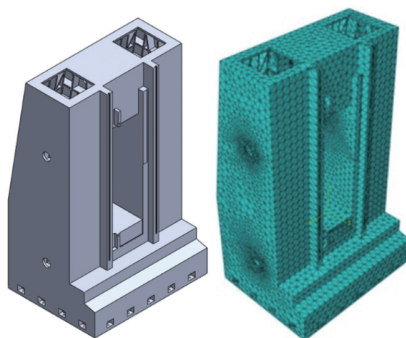


图 1 盘铣立柱三维实体模型及有限元模型

Fig.1 3D solid model and finite element model of disc milling column

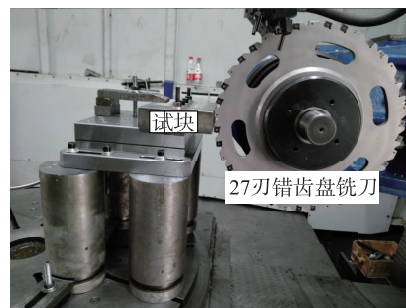


图 2 盘铣切削力测量

Fig.2 Measuring cutting force of disc milling

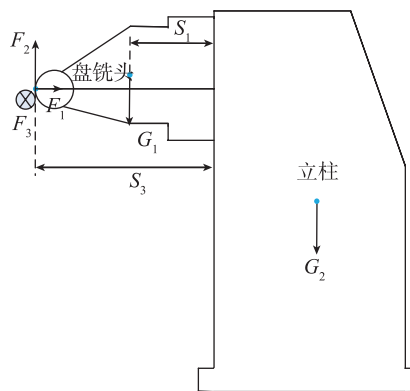


图 3 立柱受力示意图

Fig.3 Schematic diagram of column stress

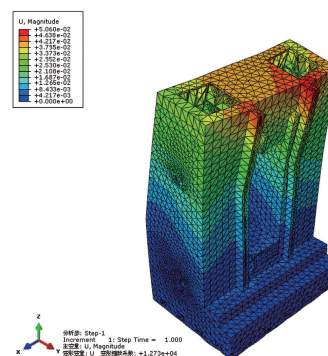


图 4 盘铣立柱整体形变

Fig.4 Overall deformation of disc milling column

表 1 静力分析结果

Table 1 Results of statics analysis

方向	位移 / μm
总	50.60
X	2.93
Z	9.35
Y	49.64

优化设计,对于提高加工质量,保证加工精度具有重要的意义。

2 变量化分析及模态分析

变量化分析是针对结构布局、关键设计参数在一定范围内发生变化时,分析结构的固有频率、动态响应等变化情况,进而对机床结构布局和几何参数进行优化,以提高结构的动态特性。

机械结构的各阶固有频率越大,则说明单位质量的刚度越好^[9-11]。一般机械结构系统动态优化的准则包括:(1)提高各阶固有频率;(2)各子结构的动刚度不能出现明显的薄弱环节;(3)低阶模态是影响机械结构动态特性的主要因素,一般只分析前5阶模态频率。

由静态分析结果知,立柱刚性为整机刚性的薄弱环节,故需要对立柱进行模态分析。

立柱结构如图5所示,其基本结构为板结构,主要包括外板和筋板。其基本尺寸为高 $H=2690\text{mm}$ 、宽度 $W=800\text{mm}$ 、长度 $L=1000\text{mm}$;底板厚度 $D_T=40\text{mm}$ 、外壁厚 $O_T=40\text{mm}$ 、筋板厚度 $J_T=40\text{mm}$ 。弹簧阻尼单元选用COMBIN14进行仿真,根据文献[12-13]确定机床实际工作状态下导轨滑块所受压力的模块参数。其模态分析结果如表2所示。

由模态频率的相应结果可知,立柱存在较大的摆动、扭转及振动。其原因在于立柱的长宽尺寸选择、框架结构形式和内部筋板结构的布局不合理^[12,14]。

3 元结构动态分析

元结构是将机械结构大件按其组成的形体进行分解,最终可以分解得到一些变化不大、相对独立的单元结构。这种单元结构的特性将影响到整个系统结构的优劣^[14]。立柱内部纵向和横向筋板组成了元结构,如图6所示,元结构边长 L' 为280mm,高度 H' 为80mm,板厚 t 为40mm。现分析 t/L' 与结构固有频率之间的关系。

改变筋板厚度 t 和筋格长度 L' 的比值,获得对应元结构的频率曲线,如图7所示。根据分析结果可知,当 $t/L' < 0.11$ 时,筋格单元整体变形较大,各阶频率的局部振型明显,说明元结构板厚偏小或者单元长度偏大;当 $t/L' > 0.11$ 时,筋格单

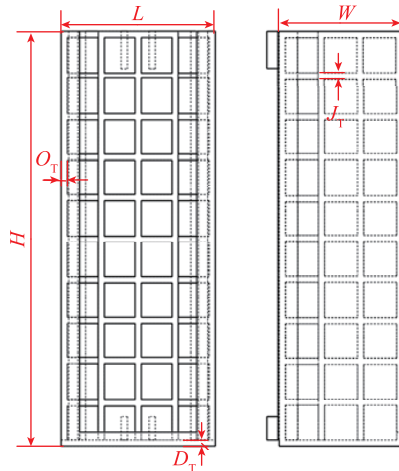


图5 机床立柱结构模型

Fig.5 Column structure model of machine tool column

元整体变形减小,呈整体振型,动态刚性较好。

图8所示分别为 $t/L'=0.13$ 与 t/L'

表2 机床前5阶固有频率

Table 2 The first 5 natural frequencies of machine tool

模型	频率/Hz	振动模式
1	17.79	沿 X 向摆动
2	24.25	沿 Y 向摆动
3	32.57	沿 Z 向摆动
4	65.03	侧板的凹凸振动模式
5	91.33	立柱和床身绕 X 轴旋转

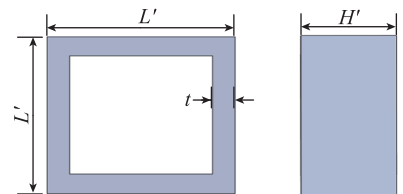


图6 元结构模型

Fig.6 Unit structure model

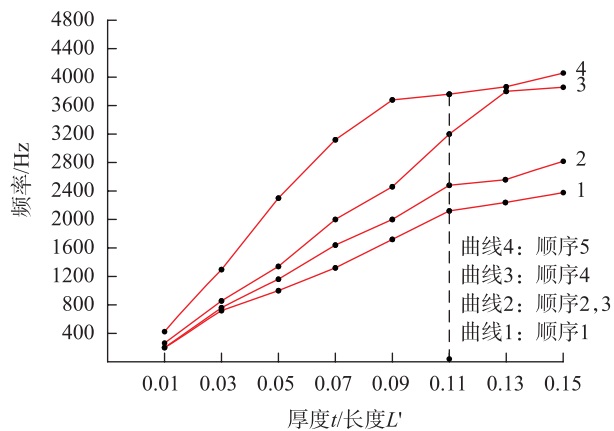
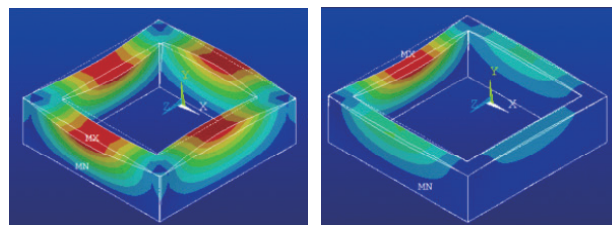


图7 元结构厚度 t 与边长 L' 的比值和固有频率的关系

Fig.7 Relationship between natural frequency and ratio of t and L'



(a) 整体振型

(b) 局部振型

图8 整体振型与局部振型比较图

Fig.8 Comparison between overall vibration mode and local vibration mode

$L'=0.10$ 时元结构的 1 阶振型情况。

4 框架结构动态分析

研究立柱合理的框架结构形式可以为立柱内部纵横筋板的分布提供参考。按照图 6 的形式,建立相似的框架结构。以长、宽、高 3 个方向的筋格数目 A_L, A_W, A_H 为变量,共取 5 组方案进行分析,计算框架结构前 5 阶固有频率的变化,同时计算每组模型方案的质量,获得质量对固有频率的相应曲线如图 9 所示。

可以看出,每种方案的前 3 阶固有频率变化不大,随着框架结构质量的增加,前 3 阶频率有微弱的减小的趋势。由 4,5 阶曲线可以看出,当筋板数超过一定数量,即质量增加后,结构的各阶固有频率基本不发生变化。所以,增加质量并不能有效提高框架整体刚性。相反,结构质量越大,则惯性越大,不利于提高其动态特性。

立柱动态优化及结果分析

1 动态优化过程及改进方案

整体叶盘高效强力复合铍立柱是一个移动部件,且承受较大切削载荷,其自身的质量和结构刚性在优化分析时必须综合考虑。依据工程经验,在立柱设计时选取基本尺寸为 $800\text{mm} \leq \text{宽度} \leq 1100\text{mm}$, $1000\text{mm} \leq \text{长度} \leq 1160\text{mm}$ 。以结构的长度和宽度、筋板数目、筋板高度等为设计变量,采用单因素控制方法,逐步调整结构尺寸^[15]。以提高

立柱刚度特性为优化设计目标,降低整体质量为约束条件,通过修改设计变量,确定立柱的优化结构形式。

修改前后的方案形式如图 10 所

示。修改前模型如图 10 (a) 所示,修改前 A_L, A_W 和 A_H 的值分别为 3、2 和 11,单元结构高度 $H'=80\text{mm}$,框架结构中 OH 和 OW 的值都为 0。修

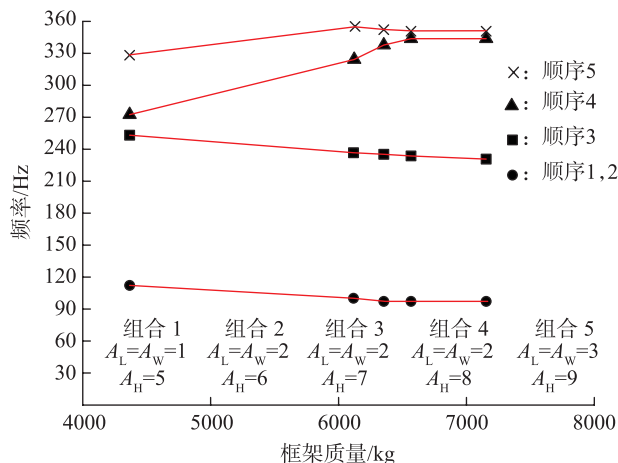


图9 不同框架结构方案频率和质量对比曲线

Fig.9 Compared curves between frequency and mass of different frame structure

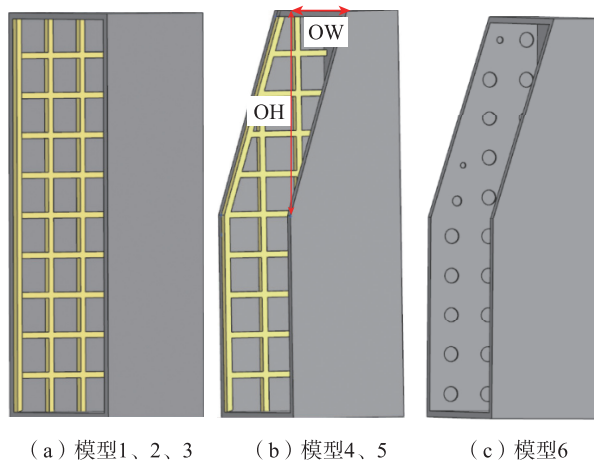


图10 改进前后立柱结构三维实体模型

Fig.10 Solid models of column before and after improving

表3 立柱参数修改模型

Table 3 Column parameter modification model

优化后模型编号	变量	基础模型	基础模型的变量值	优化后模型的变量值
1	筋板数	原始列	$A_L=3, A_W=2, A_H=11$	$A_L=3, A_W=2, A_H=9$
2	单元结构高度	模型 1	$H'=80\text{mm}$	$H'=110\text{mm}$
3	立柱长度和宽度	模型 1	$L=1000, W=800$	$L=1150, W=900$
4	框架结构	模型 3	OH=0, OW=0	形成斜角, OH=1445mm, OW=510mm
5	框架结构	模型 1	OH=0, OW=0	形成斜角, OH=1400mm, OW=445mm
6	筋板	模型 4	—	筋板厚度 $t'=13\text{mm}$

改后的各变量值的变化如表 3 所示。

2 优化结果及分析

表 4 为立柱模型原型和 6 种模型各阶固有频率的对比。

2.1 筋板数目对固有频率的影响

修改模型 1 同原型相比,各阶固有频率变化非常小。结合元结构和框架动态分析结论可知,内部筋板数目的增加已不能引起整体结构模态较大变化,但适当减少筋板数目,可减轻立柱整体结构的质量。

2.2 筋板高度对固有频率的影响

修改模型 2 增大了立柱结构内部纵横筋板的高度,与原型相比,3、5 阶频率增幅较大,分别增加了 11.8% 和 7.1%,说明增大筋板的高度能够

提高立柱的抗扭刚度。但结构 1、2 阶固有频率变化较小,说明筋板高度对于立柱摆动的刚度影响不大,同时模型整体结构的质量增加较明显。综合考虑立柱动态刚性和质量因素,选取多组不同筋板高度数值进行分析计算,其结果如图 11 所示。可以看出随着筋板高度的增加,立柱各阶固有频率和整体质量均有所增加。综合考虑分析结果,选取高度为 80~90mm 的筋板为宜。

2.3 框架长宽尺寸和结构变化的影响

模型 3 增加了立柱整体框架的长度和宽度。计算结果表明,修改后立柱 1、2、4 阶固有频率有所增加,但 3、5 阶频率下降比较明显,说明增

大立柱长宽尺寸可以提高立柱的摆动刚度,但同时会降低扭转刚度。另外,模型质量较原型有较大的增幅,所以,单一采用模型 3 的修改方案不可取,需通过改变模型 3 中立柱框架的结构形式。在立柱上端形成斜角,即形成模型 4 的结构形式,通过计算此模型发现,立柱刚性较原型有了大幅度的提高,其中 1 阶固有频率提高了 32.1%,同时质量较原型增加较少。模型 5 按模型 4 的斜角比例在模型 1 的框架结构上添加斜角,固有频率与原型相比也有较大的提高,其中 1 阶固有频率提高 19.6%,且结构总体质量下降明显。综合模型 4 和模型 5 的分析结果可以看出,适当的改变立柱的长宽尺寸并添加斜角,可以较大幅度提高立柱结构的动态刚度特性。

2.4 增加内部侧板对固有频率的影响

模型 6 增加了厚度仅为 13mm 的内部侧板,结果显示各阶固有频率与原型相比有大幅度的提高,且立柱质量增加不明显。说明增加内部侧板对改变立柱动态刚性有较大的作用。

表4 立柱动态分析比较

Table 4 Comparison of column dynamic analysis

模型	固有频率/Hz					质量/kg
	顺序 1	顺序 2	顺序 3	顺序 4	顺序 5	
原始	56.122	82.873	127.01	165.01	210.93	3621
优化模型 1	55.465	82.753	121.96	165.26	202.39	3522
优化模型 2	56.373	81.825	142.24	164.32	225.60	3882
优化模型 3	58.559	84.447	107.64	171.51	181.45	4005
优化模型 4	74.761	96.735	145.82	189.57	214.27	3674
优化模型 5	67.608	90.959	157.90	179.31	225.33	3286
优化模型 6	76.940	93.688	182.53	206.50	265.39	3661

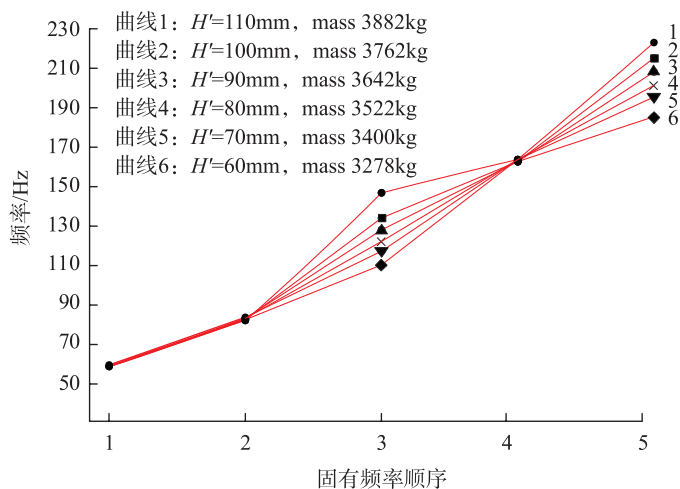


图11 不同高度筋板对质量和固有频率的影响

Fig.11 Influence of rib plate with different height on mass and nature frequency

BP 神经网络优化计算

神经网络模型可将系统结构参数与系统动态特性参数之间的关系反应为网络的输入与输出的数学关系。BP 神经网络结构简单,可操作性强,能够模拟任意线性非线性输入输出关系,成为目前应用最广泛的神经网络模型^[16]。建立网络模型首先需要一系列的训练样本,合理选择样本数量及分布可以使神经网络模型表达出正确的映射关系。多水平正交表方法可以选取尽量少的样本数量,得到分布均匀、全面的样本点。

以立柱长宽尺寸 L 、 W , 斜角长宽尺寸 OH 、 OW 为因素,如图 12 所示,每个因素均为 4 水平,以立柱结构 1 阶固有频率 f_1 最高为目标,采用常用正交表 $L_{16}(4^4)$,利用 ABQUS 有限元方法如表 5 所示的 16 组数据,

表5 立柱结构参数正交表

Table 5 Orthogonal table of column dimension parameters

序号	参数/mm				固有频率/Hz
	立柱长 L	立柱宽 W	斜角长 OH	斜角宽 OW	
1	1000	800	100	100	59.47
2	1000	900	650	300	63.69
3	1000	1000	1300	500	72.35
4	1000	1100	2000	700	91.26
5	1030	800	650	500	66.48
6	1030	900	100	700	70.64
7	1030	1000	2000	100	74.38
8	1030	1100	1300	300	78.22
9	1060	800	1300	700	79.92
10	1060	900	2000	500	81.76
11	1060	1000	100	300	60.49
12	1060	1100	650	100	65.86
13	1100	800	2000	300	78.93
14	1100	900	1300	0	75.14
15	1100	1000	650	700	73.51
16	1100	1100	100	500	53.69

对应 16 组期望输出值,为神经网络提供学习样本,并得到 $\omega_{(i,j)}^{(1)}$ 和 $\omega_{(i,j)}^{(2)}$ 的数值。训练时,只考虑整体框架结构,忽略内部筋板的影响。为提高网络的泛化性,首先对学习样本进行归一化处理^[17]。

本文建立图 13 所示的神经网络模型,包含 4 个输入神经元、8 个隐层神经元和 1 个输出神经元。其中, $\omega_{(i,j)}^{(1)}$ 为输入神经元向隐层神经元传输的连接权重, i, j 分别为输入神经元的第 i 个神经元和隐层神经元的第 j 个神经元; $\omega_{(i,j)}^{(2)}$ 同理。

完成网络建模后,输入训练样本对网络进行训练。其优化模型为:

$$\begin{aligned} \max f_1 \text{ s.t.} \\ 800 \leq W \leq 1100\text{mm} \\ 1000 \leq L \leq 1160\text{mm} \end{aligned}$$

$$0 < \text{OH} \leq 2000\text{mm}$$

$$0 < \text{OW} \leq 700\text{mm}$$

优化模型中输入变量的各种组合,对训练后的神经网络进行仿真,得到最优第 1 阶固有频率值和对应的输入变量组合,其结果如表 6 所示。

由表 6 可以看出,优化后立柱框架结构 1 阶固有频率与原型方案相比提高了 76.52%。将设计变量 $L, W, \text{OH}, \text{OW}$ 对应的优化组合参数输入有限元模型进行计算得到的 1 阶固有频率值与 BP 神经网络计算值相比,误差为 3.8%,说明所建立的神经网络模型能够较真实地反应设计参数和动态特性之间的关系。

以框架结构优化结果修改模型 6 并进行相应计算,获得新模型前 5 阶固有频率分别为 93.39Hz、

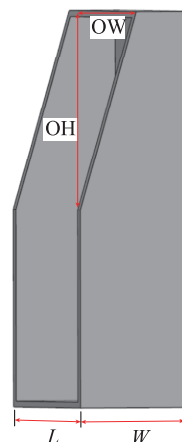


图12 BP神经网络对应的立柱框架

Fig.12 Frame column corresponding to BP neural network

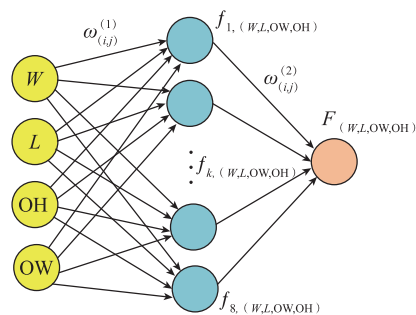


图13 BP神经网络模型

Fig.13 BP neural network model

102.75Hz、204.68Hz、245.38Hz 和 287.49Hz,对比表 4,新模型比原型各阶固有频率分别提高了 66.4%、30.0%、61.2%、48.7% 和 36.3%。且优化后立柱质量为 3441kg,较原型有所减少。

试验设计及验证

图 14 所示为整体叶盘高效强力复合数控铣床的样机。当主轴箱沿立柱方向快速移动时,机床立柱产生剧烈振动;另外,测量加工前后主轴的位置精度发现,误差最大时为 0.5mm,说明机床立柱刚度明显不足。

现分别针对本文所述的改进前后两种立柱,应用表 7 中的立柱优化结果,对立柱的固有频率进行测试。

根据本文总结出的立柱优化结

表6 基于BP神经网络模型的立柱整体框架结构优化结果

Table 6 Optimization results of column integral frame structure based on BP neural network model

优先前后	参数/mm	有限元方法频率/Hz	神经网络方法频率/Hz	误差/%
原始模型	$W=800, L=1000, OH=0, OW=0$	55.44	—	—
优化后模型	$W=837, L=1070, OH=1960, OW=690$	94.26	97.86	3.8
优化后的百分比/%	—	70.02	76.52	9.2



图14 样机
Fig.14 Prototype

表7 立柱优化结果

Table 7 Column optimization results

参数	初始参数	优化结果
立柱宽度 W/mm	800	850
立柱长度 L/mm	1000	1100
筋板高度 H/mm	100	88
筋板厚度 J_1/mm	40	65
立柱后侧形成的夹角 $\alpha_1/(\circ)$	45	64

果对立柱结构形式进行改进后,1阶固有频率较原型增加了53.45%。对初始改进参数进行优化后,1阶固有频率较原型增加了64.21%。

采用立柱改进优化结构后,主轴箱沿立柱方向快速移动,机床立柱依然保持良好的刚性,振动情况基本消失。多次运行机床进行加工,并记录立柱方向位置精度,发现误差范围缩小到0.05~0.15mm内,比改进结构前机床的精度提高了75%以上。说明

本文所提出的优化立柱结构的方法能有效提高机床整体的静态刚度和动态刚度。

结论

(1) 机床结构刚度特性对整体叶盘加工性能有较大影响。对高效强力复合铣数控装备进行静态和动态特性分析,发现其薄弱环节。

(2) 以提高结构固有频率为目标,采用变量化技术和神经网络技术结合的分析方法,对立柱进行结构优化设计,得到较为精确的优化结果。

(3) 通过整体叶盘高效强力复合数控铣床原理样机立柱结构改进前后性能对比试验,说明本文所述的方法能有效分析机床结构刚性的不足,并为后续优化设计提供基础数据,证明了该方法的正确性与可行性。

参考文献

[1] 汤文成, 易红, 幸研. 加工中心床身结构分析[J]. 机械强度, 1998, 20(1): 11-13.
TANG Wencheng, YI Hong, XING Yan. Bed structure analysis on the machining center [J]. Journal of Mechanical Strength, 1998, 20(1): 11-13.

[2] 史耀耀, 赵鹏兵. 小曲率整体叶盘复合高效强力铣加工基础实验研究[J]. 航空制造技术, 2011, 54(19): 44-47.
SHI Yaoyao, ZHAO Pengbing. Fundamental experiment research in compound and efficient powerful milling process for small curvature blisk[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2011, 54(19): 44-47.

[3] BAKER J R, ROUCH K E. Use of finite element structural models in analyzing machine tool chatter[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2002, 38(11): 1029-1046.

[4] HUANG D T Y, LEE J J. On obtaining machine tool stiffness by CAE techniques[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2001, 41(8): 1149-1163.

[5] 杨永彬, 陈五一, 赵大海. 机床立柱高比刚度结构仿生设计[J]. 北京航空航天大学学报, 2008, 34(9): 991-994.

YANG Yongbin, CHEN Wuyi, ZHAO Dahai. Bionic design of column structure of machine tool for high specific stiffness[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2008, 34(9): 991-994.

[6] 辛志杰, 徐燕申, 满佳, 等. 基于有限元分析的数控铣齿机立柱动态设计[J]. 中北大学学报, 2006, 27(6): 484-486.

XIN Zhijie, XU Yanshen, MAN Jia, et al. FEM-based static & dynamic design of numerical control gear machining tool column[J]. Journal of North University of China, 2006, 27(6): 484-486.

[7] 张建润, 卢熹, 孙庆鸿, 等. 五坐标数控龙门加工中心动态优化设计[J]. 中国机械工程, 2005, 16(21): 1949-1953.

ZHANG Jianrun, LU Xi, SUN Qinghong, et al. Dynamic optimization design of 5-axis numerical control gantry machining center[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(21): 1949-1953.

[8] BURDEKIN M, BACK N, COWLEY A. Analysis of the local deformations in machine joints[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1979, 21(1): 25-32.

[9] MAHDAVINEJAD R. Finite element analysis of machine and workpiece instability

in turning[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2005, 45(7-8): 753-760.

[10] SON H, CHOI H-J, PARK H W. Design and dynamic analysis of an arch-type desktop reconfigurable machine[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010, 50(6): 575-584.

[11] 刘海涛, 赵万华. 基于广义加工空间概念的机床动态特性分析[J]. 机械工程学报, 2010, 46(21): 54-60.

LIU Haitao, ZHAO Wanhua. Dynamic characteristic analysis for machine tools based on concept of generalized manufacturing space[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(21): 54-60.

[12] ANDREW C, COCKBURN J A, WARING A E. Metal surfaces in contact under normal forces: some dynamic stiffness and damping characteristics[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, 1967, 182(11): 92-100.

[13] 位文明, 刘海涛, 张俊, 等. 基于实际面压力分布的结合面有限元建模方法[J]. 中国科技论文在线, 2011, 6(8): 563-567.

WEI Wenming, LIU Haitao, ZHANG Jun, et al. Finite element modeling method of joint surfaces based on real surface pressure distribution[J]. Sciencepaper Online, 2011, 6(8): 563-567.

[14] 张学玲, 徐燕申, 钟伟泓. 基于有限元分析的数控机床床身结构动态优化设计方法研究[J]. 机械强度, 2005, 27(3): 353-357.

ZHANG Xueling, XU Yanshen, ZHONG Weihong. Research on structural optimization method in design of NC machine tool bed based on dynamic analysis by FEM[J]. Journal of Mechanical Strength, 2005, 27(3): 353-357.

[15] LEE H U, CHO D W. Development of a reference cutting force model for rough milling feedrate scheduling using FEM analysis[J]. International Journal

of Machine Tools and Manufacture, 2007, 47(1): 158-167.

[16] 毛海军, 孙庆鸿, 陈南, 等. 应用BP神经网络模型实现内圆磨床主要零件的快速反应设计[J]. 东南大学学报(自然科学版), 2003, 33(3): 316-318.

MAO Haijun, SUN Qinghong, CHEN Nan, et al. Rapid response design of the main parts of internal grinder based on BP neural network model[J]. Journal of Southeast University (Natural Science Edition), 2003, 33(3): 316-318.

[17] 韩力群. 人工神经网络理论、设计及应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007.

HAN Liqun. Theory, design and applications of artificial neural network[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2007.

通讯作者: 史耀耀, 博士、教授, 研究方向为专用数控工艺装备(整体叶盘高效强力复合数控铣削)、高速高效数控加工、加工表面光整技术, E-mail: shiyy@nwpu.edu.cn.

Optimizing Disc Milling Column of Efficient and Powerful Compound Milling Machine Based on Neural Network

LI Zhishan, SHI Yaoyao

(School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

[ABSTRACT] In order to solve the problem of insufficient rigidity of the column of the disc milling column of efficient and powerful compound milling machine, the cutting force was obtained by cutting titanium alloy, the dynamic and static characteristics of the column were calculated by ABQUS finite element analysis module, and FEM is used to calculate the static and dynamic characteristics of the key structure of the column. Unit structure and frame structure are collected and optimized by variational analysis method. Several improved design schemes of the column structure are presented for the purpose of optimizing the structure's natural frequency. BP neural network model is also put forward to find out the optimal design variable. Compared with the original one, the natural frequency of the optimized column structure increases observably. Finally, this method is applied to analyze the structure of principle prototype and the original column is optimized according to the computed results. Through machining experiments, the static and dynamic characteristics of the machine tool are improved greatly, and the correctness and feasibility of this theory are verified.

Keywords: Efficient and powerful compound machine tool; Dynamic and static characteristics; Variational analysis; Natural frequency; BP Neural network

(责编 铃兰)