

数控机床主轴结构的优化设计探讨

刘仁伟 于圣丰

科德数控股份有限公司 116000

[摘要]通过优化设计了一种数控机床主轴结构,在建立优化数学模型基础上分析了约束条件包括刚度约束、强度约束、限制转角、限制扭转变形、限制切削力,为了达到预期的主轴结构刚度与加工精度,控制加工过程中不会因为负荷力对轴承配合度造成影响。从主轴传动系统、组件建构设计、前端结构设计3个方面设计,根据优化设计后的结果发现,优化设计主轴参数更贴合实际生产,可以帮助生产企业获得更多的经济效益和社会效益,因而有较好的推广应用前景。

[关键词]数控机床; 主轴; 结构设计

[DOI] 10.12252/j.issn.2096-6288.2021.11.1175

主轴作为数控机床中必不可少的关键部件,密切相关机床是否可以精准运转,是否具备了高强度的抗振耐磨性能,对机床加工工件质量产生影响。并且数控机床在作业过程中所处环境、操作人员等会在一定程度上影响工件的加工质量,因此优化设计数控机床主轴结构,明确各类可控因素并及时做出调整优化。本文构建优化设计数控机床主轴数学模型,设计了主轴传动系统、各组件建构与前段结构设计,实现优化设计后的数控机床主轴结构,提升刚度,减少体积,对于机械结构优化设计具有重要参考价值。

1 数控机床发展趋势

如今我国的数控机床发展正形成集中多功能、高速高效、高精度、智能化趋势,随着近年来我国工业化发展进程的不断加快,提升了对数控机床的整体加工质量需求。立足目前工业化发展背景下,数控机床主轴转速、运算速度及进给率需要不断提升。目前数控机床的主轴变速方式主要集中在两方面,包括常规无极、分段无极,可以加工复杂面。为了不断提升运算速度,微处理器工作效率也随之提升,目前广泛应用的64位CPU数控系统,基本达到了几千兆赫兹的频率,随之提升了换刀速度,基本控制了约1s的换刀时间,部分高速换刀时间甚至达到了0.5s。

2 数控机床主轴结构改进

现阶段数控机床的主轴结构设计包括主轴、法兰盘、圆螺母、球轴承、双列圆柱滚子轴承、圆螺母、调整垫、螺母等。基于轴承上负责支撑主轴,经轴向的轴承定位,经主轴3个压块螺母即可实现。想要保障主轴结构的系统精度,关键在于主轴及有关零件加工精度,轴承精度等级与装配质量。一般情况下对于主轴双列圆锥滚子轴承,在内锥孔、主轴之间形成1:12配合比,这对于轴承的工作精度有直接影响。为达到二者配合超过75%的接触面积,不仅需要重视轴承购买过程中的等级、品牌,在设计过程中还对主轴提出较高的要求,0.005mm的两端同轴度,螺母及调整垫对于主轴的轴线跳动同样有较高要求,通常要达到0.008mm跳动值之内。在加工一般压块螺母时,往往无法确保达到高精度标准,所以通常在装配主轴时无法达到较高精度,最终对圆螺母松紧度反复调整来力求达到标准要求。但是造成此种情况通常因为偏紧的轴承,过差的精度稳定性无法精准安装导致不均匀游隙。再加上工作过程中的较快升温,过大噪声对加工工件的质量,与轴承使用期限产生极大影响。但是重型数控机床整体负荷承载力较大,在调整精度时可以保持较好的数控机床精度。通过累积多年经验,提出对主轴结构的设计改进:主要表现在取消了原本主轴双列圆锥滚子轴承,改用角接触球轴承接触;对于主轴加工和装配工艺加以改善,取消原本两端

圆锥部分,简化主轴结构的加工,确保前后同轴。

以上的主轴结构设计能够在确保零配件全部装配合格的基础上,使主轴装配精度满足具体要求,无需像改进之前还需要使用千分表进行调整。因为对装配主轴精度有所提升,所以降低了主轴温度升值情况,通常在主轴结构运作中稳定控制在20℃,此种优化改进设计思路大大延长了数控机床主轴的使用期限^[6]。

3 建立主轴结构优化数学模型

3.1 原始条件及设计要求

以初始简化数控机床主轴结构为例,已知参数如下:
D_{max}(机床直径最大值)为350mm, P(主电机功率)为7.5kW, n_{min}(最低转速)为30r/min, Φ(等公比)为1.26,具体可以划分为12级转速,在机床运作过程中达到F(切削力)为15000N,采用40Cr材料。因为考虑到最小壁厚及保证对主轴刚度不削弱的前提下,达到dD为0.50~0.60,取值dD为0.55。

本次优化改进设计基于数控机床的主轴结构相关参数及规范基础上,要求可以满足一定约束条件下的数控机床加工精度,要求设计达到较好刚度,节省材料投入且主轴结构紧凑。

3.2 建立目标函数

依据上面本次优化设计主轴结构的具体要求,需要实现最优化刚度、最小化体积作为主要目标,不仅要满足主轴的传统需求,还能够降低主轴结构的整体质量,减小材料的成本投入。目标函数如下:

$$F(x) = \omega_1 f_1(x) + \omega_2 f_2(x) \rightarrow \min(1)$$

其中:反映的刚度函数用 $f_1(x)$ 表示, $f_1(x) = a(a_2 + a_1)3EI$; 主轴体积用 $f_2(x)$ 表示, $f_2(x) = 14\pi(D_2 - d_2)(1+a)$; 式中加权因子分别用 ω_1 、 ω_2 表示,用来反映不同目标函数的具体重要度;根据统一加权法可获C截面惯性矩I公式如下:

$$I = 164\pi(D_4 - d_4)(2)$$

在本次优化设计中、分别取值0.8和0.2,这时本次主轴结构优化设计目标函数如下:

$$F(x) = 0.8 \times 64a(a_2 + a_1)3E\pi(D_4 - d_4) + 0.2\pi(D_2 - d_2)(1+a)^2(3)$$

3.3 确定设计变量

根据上面建立本次主轴结构的优化设计目标函数式(3),能够发现对实现这一目标函数有所影响的独立参数,包括D、d、l、a。因为一般需要以数控机床的型号、d/D最终值,用于确定机床的主轴内孔大小,无法作为设计变量,所以本次主轴结构优化设计的变量表示如下:

$$X = (x_1, x_2, x_3) T = (D1a) T \quad (4)$$

3.4 优化设计约束条件

3.4.1 刚度约束

在设计数控机床主轴结构时，刚度作为至关重要的性能指标之一，外伸端在y挠度上不可以大于原本既定值y0，关系公式为 $g(1x) = y - y_0 \leq 0$ ，以机械结构设计材料力学能够发现，外力在既定情况下计算y公式如下：

$$y = Fa(21+a) / 3EI \quad (5)$$

$$\text{这时 } g(1x) = 64Fa(21+a) / 3E\pi(D4-d4) - y_0 \leq 0.$$

3.4.2 强度约束

在本次优化设计时使用切削作应力强度限值，在 $C1=9.55 \times 106P/nj0.2 [1 - (d/D)^3]$ 的条件下，相关材料系数用 $[\pi \tau]$ 表示为45MPa，可得：

$$g(2x) = C1/D3 - [\pi \tau] \leq 0 \quad (6)$$

3.4.3 限制转角

主轴机械结构设计要求满足 θ 控制在允许值 $[\theta]$ 以内，也就是 $\theta = Fa/3EI$ ，可得： $g(3x) = \theta - [\theta] \leq 0 \quad (7)$

3.4.4 限制扭转变形

在设计主轴机械结构时设定的变形条件如下： $\psi \leq [\psi]$ ， $\psi = 5.73 \times 104 \times TGIp$ ，可得： $g(4x) = \psi - [\psi] \leq 0 \quad (8)$

3.4.5 限制切削力

机床需要在设计中确保切削力足够，才能高效切割金属层。切削力应满足如下条件：

$$Fz \leq P \cdot \eta V, V = \pi Dn, \eta \text{ 取值为 } 0.8 \text{ 的情况下可得:}$$

$$g(5x) = F - 0.8PV \leq 0 \quad (9)$$

4 优化改进设计

4.1 主轴传动系统

为了在本次设计中保证数控机床整体运行质量及运转工作效率，应当加强设计主轴结构。对主轴结构的设计精度要做到严格控制，因为主轴与相关组件之间的精度存在密切关联，例如轴承、齿轮、主轴相关零件。通过连接这些零件假若存在设计误差，就会对接触刚度产生直接影响。零件的接触表面具体形状，密切相关表面粗糙度，越是精确的形状就会形成精密度越高的结构表面，在受力后也就有效控制了接触变形度。主轴结构作为传动系统设计中至关重要的部件，在强度、精度、刚度各方面都密切相关机床的切削质量。假若主轴的长度直径比在12以上，即挠性轴。为了保证挠性周的设计刚性，需要以实际的机械结构工作情况为依据，制定相应措施。在优化设计主轴机械结构过程中，径向对于轴中心所在位不会产生更大影响，因此无需刚性校核应当将侧重点置于强度校核。

为了保证主轴顺利、成功运转，就需要做好基础支撑工作，挑选恰当的轴、轴承之间配合部位，轴颈长度密切相关抗压强度、散热要求，假若选择滚动轴承，那么在轴颈设计过程中，就需要以轴承特点为为依据。在需要安装较多零件前提下，为加大零件之间的配合度，一般选择阶梯轴设计，通过挡环、套筒精准定位，但是在抬肩上不可以运用此种定位方式。轴加工过程中还要设计轴端倒角，控制每一个台阶倒角，这样能有效降低集中作用力，影响主轴结构的加工产生。

4.2 组件建构设计

在主轴组件设计过程中，包含主轴、主轴承、密封件、传动件相关部分，设计主轴组件主要是为了保障数控机床可以正常运转，作为执行件可以对其他的组件成功带动，这样在主轴各组件之间也就形成了特定运动。组件设计密切关联数控机床的运行性能。在主轴上直接选择施加切削作用力，无论速度还是范围均对于组件设计可靠性要求极高。

4.3 前端结构设计

在设计数控机床的前端结构过程中，应当保障准确无误的安装前端结构，包括顶尖、夹具、道具等结构组件，还应当保证在组装中方便后期拆卸。结合主轴机械结构的实际情况，尽可能减短主轴前端悬臂长度，还要尽可能选择角接触轴承，从而保证承受径向荷载作用力和轴向荷载作用力。在各前端结构的元件设计达到极速下，可以选择4个角接触轴承，这样背组安装即可扩展两个承载点，有效减短主轴前端的悬伸长度，一定程度上强化了主轴结构的承受刚度。诸多主轴机械结构都有着极大相似度的前端结构，通过设计主轴结构的前端支承部位，通过此种主轴结构设计能够达到良好应用成效。

4.4 优化设计结果

通过上面对数控机床主轴结构的优化设计，可以得到优化模型公式如下：

$$X = (x_1, x_2, x_3) T, \min F(x), \text{ s. t. } g(1x) \leq 0, \text{ 设计此模型能够获得}$$

$$\text{最优化设计参数结果: } x^* = [63.675, 128.46, 289.03]$$

$$T, F(x^*) = 11.357 \quad (10)$$

在处理之后可得：

$$x^* = [65, 130, 290] T, F(x)^* = 11.896, \text{ 进而可得:}$$

优化设计后的刚度提升： $5.853 - 5.2165.853 \times 100\% = 10.9\%$ 。

优化设计后的体积减少： $44.577 - 38.640$

$$44.577 \times 100\% = 15.56\%.$$

根据上述数学模型优化设计后发现，较普通机床提升了主轴刚度10.9%，减小了主轴体积15.56%，这表明本次优化设计可以帮助生产企业获得更多的经济效益与应用价值。

5 结束语

作为数控机床的重要组成，主轴结构与数控机床的整体运行效率密切相关。因此主轴需要选择与之相符的安装方式，安排好轴承调试，保障材料的应用质量并制定维护方案。指出目前数控机床的发展趋势以及主轴结构改进思路，并建立了主轴结构优化数学模型，通过优化改进设计分析最终结果，做好可控因素的结构优化。本优化设计方案能够让机床的主轴在满足各类约束条件下达到最优化刚度，减少使用材料和投入。

参考文献

[1] 何吉祥, 李聪波, 吕岩, 李娟. 数控车床主轴单元结构节能性优化设计[J]. 中国机械工程, 2021, 32(11): 1330-1340.
 [2] 曹劫草. 数控机床机械结构设计和制造技术优化[J]. 内燃机与配件, 2020, 19: 70-71.
 [3] 谭淑银. 减少数控铣床主轴误差的结构优化设计探讨[J]. 内燃机与配件, 2019, 10: 66-67.
 [4] 贾超凡, 朱昱, 倪红军, 王成, 沈伟平. 数控机床主轴静动态特性分析与优化设计[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2019, 08: 12-15.