基于ANSYS数控机床主轴箱的静力学分析

■ 烟台工程职业技术学院　（山东　264006）　孔　建　姜明国

摘要：利用ANSYS有限元分析软件，对数控钻床的主轴箱进行了静力学分析，直观地展现了结构的应力场、应变场，同时分析了模型处理与计算的精度和可靠性，最后得到主轴箱侧面和上面的刚度以及横臂Z向上的刚度都应该加强的结论。

主轴箱是数控钻床的主要部件，它直接与电动机、刀具相连，传递着力和运动，并且是直接承载的结构。主轴箱的强度、刚度对整台钻床的强度和刚度有很大的影响，并且将直接影响钻床的加工精度。另外，主轴箱属于典型的箱体类零件，研究其静态力学性能对于了解本身乃至整机的设计制造、综合性能以及同类零件的分析设计方法有着重要的意义。

1. ANSYS中静力学分析的主体思路

ANSYS中静力学分析是为了求解静力载荷作用下结构的位移和应力等，一般来说静力分析包括四步：创建有限元模型、施加载荷和约束、分析求解及结果后处理。

利用ANSYS进行静力学分析的一般流程如图1所示。

2. 数控钻床主轴箱的有限元静力学分析

（1）载荷及边界条件处理。主轴箱在正常工作的情况下，导轨面X、Y方向上的运动均受到限制，故对其导轨面X、Y方向上的自由度进行约束，另外主轴箱在Z轴方向上的位移实际上是受丝杠限制的，故对丝杠螺孔施加Z向的自由度约束。

钻削加工过程中的轴向力F_f、切向力F_c来自主切削刃、副刃和横刃三部分。由大量理论和实验研究得知，在轴向力总和中，来自两个主切削刃的轴向力共占40%，来自横刃的轴向力占57%，其余来自副刃；在转矩的总和中，来自两个主切削刃的转矩共占60%，来自横刃的转矩占30%，其余来自副刃。当各切削刃刃磨对称时，各切削刃上径向力F_p抵消，F_c最终形成转矩M_c。

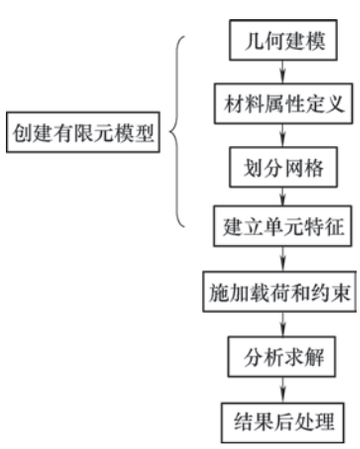


图1　ANSYS中静力学分析的流程框图

在加载荷时，由《金属切削原理与刀具》中切削力的经验公式可以计算出加工时钻头所受的力，并把该力等效地施加在相应的轴承座上。

$$F_f = C_{F_f} d^{Z_{F_f}} f^{y_{F_f}} K_{F_f} \quad (1)$$

$$M_c = C_{M_c} d^{z_{M_c}} f^{y_{M_c}} K_{M_c} \quad (2)$$

式中，F_f为轴向力（N）；M_c为转矩（N·m）；d是钻头直径（mm）；f是进给量（mm/r）。

取最大钻孔d=50mm，f=0.4mm/r。其他参数如表1、表2所示：C_{F_f}=420，Z_{F_f}=1.0，y_{F_f}=0.8，C_{M_c}=0.206，Z_{M_c}=2.0，y_{M_c}=0.8，K_{F_f}=1.0，K_{M_c}=1.0。

将参数代入公式（1）和公式（2），可求得：F_f= 10.09N，M_c = 247.4N·m。

（2）计算结果的精度分析。主轴箱实体的质量为88.25kg，而有限元模型计算出的质量为85.638kg，比实际的质量减少了2.96%，由此可见两者的质量相

表1　轴向力和转矩计算公式中的系数及指数表

加工材料	刀具材料	系数与指数					
		进给力			转矩		
		C_{F_f}	Z_{F_f}	y_{F_f}	C_{M_c}	Z_{M_c}	y_{M_c}
钢	高速钢	600	1.0	0.7	0.305	2.0	0.8
不锈钢	高速钢	1 400	1.0	0.7	0.402	2.0	0.7
灰铸铁（190HBW）	高速钢	420	1.0	0.8	0.206	2.0	0.8
	硬质合金	410	1.2	0.75	0.117	2.2	0.8
可锻铸铁（150HBW）	高速钢	425	1.0	0.8	0.206	2.0	0.8
	硬质合金	320	1.2	0.75	0.098	2.2	0.8

表2　切削条件变化后的修正系数表

工件材料	钢	灰铸铁	可锻铸铁	
	$K_{F_f}=(\delta_b/0.735)^{0.75}$	$K_{F_f}=(HB/190)^{0.6}$	$K_{F_f}=(HB/150)^{0.6}$	
钻头磨钝	转矩M		轴向力F	
	未磨损	磨钝后	未磨损	磨钝后
	$K_{M_c}=0.87$	$K_{M_c}=1.0$	$K_{F_f}=0.9$	$K_{F_f}=1.0$

当接近，表明在建模时对结构的简化较为合理，建立的有限元模型具有较高的精度。

另外，从单元应力偏差SDSG分布云图（见图2）中可以看出，大部分区域的应力偏差SDSG值在0～4 MPa之间，这说明主轴箱网格划分的质量较好，能够保证计算结果具有较高的精确度。其中局部应力偏差值高达18.193 MPa，这主要是由于主轴箱导轨处存在尖角导致应力集中，不会影响整个结构的计算精度。

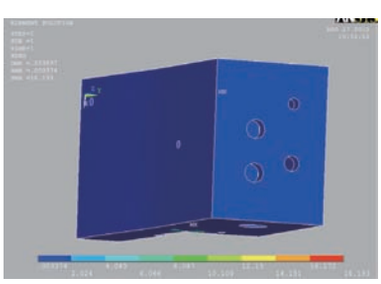


图2　主轴箱的单元应力偏差SDSG分布云图

（3）强度分析。图3所示为主轴箱节点等效应力VonMises分布云图，从图中可以看出主轴箱大部分区域的等效应力VonMises值都在0～17.5 MPa之间，其最大值为30.02 MPa，位于主轴箱导轨面的转角处。

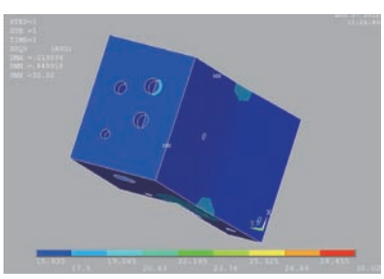


图3　主轴箱节点等效应力VonMises分布云图

从图3中还可以得出主轴箱的应力分布不均匀，大部分区域的安全系数$N=\delta_s/\delta$过大，在20以上。从应力分析的角度考虑，材料抵抗破坏的能力还存在很大的潜力，尤其是箱体上应力分布较低的区域，这表明主轴箱的几个箱壁在几何尺寸上还存在很大的优化空间。

综上所述，主轴箱的设计过于保守，即便在恶劣的情况下也能安全工作，各个箱壁还有很大优化空间，可适当地优化这些部位以减轻重量、节约用材并降低制造成本。虽然箱体导轨面的转角处存在应力集中，但计算出的应力值反映出在实际的工况下，该处仍然处于安全状态，其应力集中不会影响箱体的刚度，不会对箱体造成破坏。主轴箱各参数的计算结果如表3所示。

（4）刚度分析。由箱体结构X、Y、Z方向上的变形云图（见图4）以及总变形Translation USUM分布云图（见图5）可见，主轴箱箱体大部分区域的总变形在0～0.012 7mm之间，最大值为0.056 8mm，位于主轴箱上端面的一个角上，另外主轴箱在3个方向上的变形值分布不均匀。

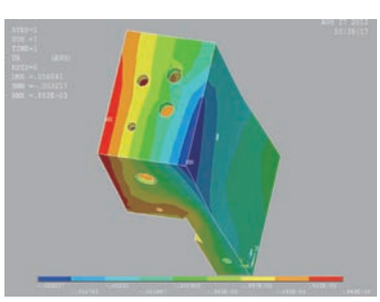


图4　主轴箱箱体X向变形Translation Ux分布云图

表3　主轴箱箱体单元和节点的计算结果

运行工况	应力/MPa				最大位移/mm			
	最大主应力	最小主应力	最大切应力	等效应力VonMises	X向位移	Y向位移	Z向位移	结构总变形
单元	29.83	-32.05	10.609	30.04	0.000 86	0.001 96	0.056 3	0.056 8
节点	28.68	-30.41	10.372	30.02				

托轮、托轮轴的热装与耳轴、渣罐的冷装工艺

天津市天重江天重工有限公司　（300400）　王凤超

摘要：机加工分厂众多装配产品中，过盈配合需要通过热装和冷装实现。其中最典型的是托轮与托轮轴的热装，耳轴与渣罐的冷装。

水泥回转窑中的托轮与炼钢厂的渣罐一向是分厂的主要产品，这些产品在加工完成之后，需要机加工分厂装配钳工进行装配，其中过盈配合的装配就需要通过热装或冷装的方法实现。

1. 托轮与托轮轴热装前的准备

（1）热装之前要看好图样，注意检查除托轮、托轮轴之外是否有热装前应提前装好的零部件。

（2）检查制号、图号。校核工件尺寸：配合直径、凸台、圆角及倒角要复核无误后，方可进

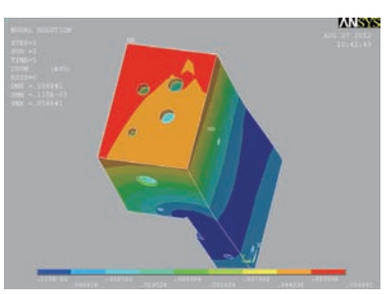


图5　主轴箱箱体总变形Translation USUM分布云图

从主轴箱整个变形的分布情况来看，沿着箱体远离导轨面的方向，变形值呈增大的趋势。这是由于在建模时对导轨面及丝杠螺孔施加了约束的缘故，以致导轨面附近的变形较小。分别从*X*、*Y*、*Z*向上的变形云图可以获知，结构在3个方向上的最大位移分别为0.000 86mm、0.019 6mm和0.053 3mm，这些数据说明箱体在工作中的变形较小，在最大承载条件下也能保证加工出的产品具有较高的精度；另外，结构在3个方向上的变形差距较大，说明箱体3个方向上的刚度不协调，应改进结构来实现合理分配。

从变形区域来看，主轴箱上轴承座的部位变形较大，该部位为主要受力区，同时与轴承座相联接的箱壁的刚度也将成为影响整体静刚度的主要因素，因此改善轴承座与箱壁联接的过渡部分和增大该处箱壁的刚度将大大有利于提高整个主轴箱的静刚度。

3. 结语

综合上文分析可知，主轴箱在工作时的总变形较小，在最大承载下也能够保证产品的加工精度。另外，相对于其他两个方向，主轴箱在*Z*方向上的变形最大，因此适当增大箱体上面和前面的刚度将有助于提高箱体的整体刚度。

[基金项目：中国职业技术教育学会科研规划项目2014—2015年度课题（2014147）；烟台市科技计划项目（2014GX037）]

参考文献：

[1] 林宋，张超英. 现代数控机床[M]. 北京：化学工业出版社，2011.

[2] 高琳. 机械优化设计方法综述[J]. 科技创新导报，2010（5）：39-40.

[3] 董立立，段广洪. 机械优化设计理论方法研究综述[J]. 机床与液压，2010（15）：123-126.

[4] 徐燕申.机械动态设计[M]. 北京：机械工业出版社，1991.

[5] 汤文成，易红. 工程结构的优化设计的策略[J]. 计算机辅助设计与制造，1997（5）：14-16.

MW（收稿日期：20150402）