卧式加工中心立柱与滑块的联接刚度分析

卫继健，席晨飞
纽威数控装备（苏州）股份有限公司　江苏苏州　215153

摘要：卧式加工中心的立柱是影响机床静、动态性能的重要部件之一。以某卧式加工中心为例，分析了机床立柱与导轨滑块之间在不同联接刚度条件下的整机静、动态性能，并结合现有参考资料总结了一种计算固定结合面刚度的方法。

关键词：联接刚度；静、动态性能；刚度建模

1　序言

卧式加工中心机床的立柱是影响机床静、动态性能的重要部件之一，立柱与床身之间通常通过直线导轨副进行联接，即立柱安装固定在线轨上的多个滑块上。因此，立柱与滑块间结合面的刚度大小将会对立柱及其以上部件的静、动态性能造成重要的影响。如何对该结合面进行有效建模也是机床结构分析前要解决的首要问题。

本文通过参阅总结相关资料的方法，对立柱与滑块间的结合面采用弹性单元进行仿真模拟，可较好地完成该机床的结构性能分析。首先对在不同结合面刚度条件下的机床静、动态性能进行了分析和对比，之后又总结并提出了一种计算结合面刚度的有效方法。

2　结合面刚度建模与机床性能分析

2.1　结合面刚度的建模

采用ANSYS Workbench仿真分析平台，使用Ansys弹性单元模拟立柱与滑块间的接触刚度，为提高分析模型的收敛性，每个滑块与立柱间采用4个弹性单元进行联接。分析时仿真软件中的结合面与弹簧单元设置如图1所示。

采用以上结合面刚度建模方法后，对机床在不同结合面刚度条件下的静、动态刚度性能进行分析，设置结合面刚度条件（每个弹簧单元的刚度系数），结合面刚度条件：①$K_1=1\times10^5$N/mm。

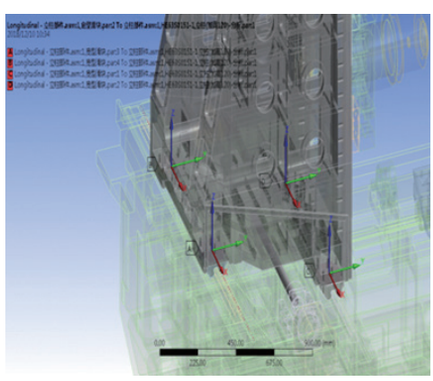

图1　立柱与滑块间的结合面设置示意

②$K_2=2\times10^5$N/mm。③$K_3=5\times10^5$N/mm。④$K_4=1\times10^6$N/mm。⑤$K_5=2\times10^6$N/mm。以下分别进行分析。

2.2　结合面刚度条件①下的机床结构性能分析

（1）机床结构静力学分析　具体分析如下所述。

1）整机变形。由图2可知，机床分析时主要

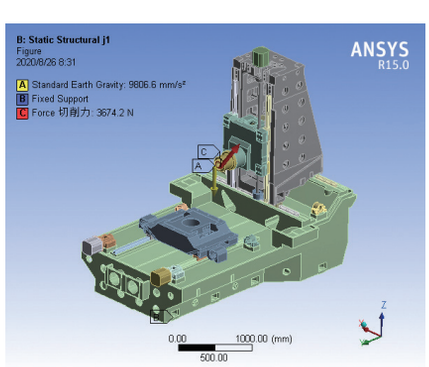

图2　机床受力示意

承受自身重力载荷和主轴前端的切削力载荷（约3674.2N）。由图3可知，在以上受力条件下，该机床主轴前方鼻端位置的最大变形量约为0.062mm，用主轴鼻端的变形量来考核机床整机系统的静刚度值：$K_1=3674.2N/0.062mm=59.3$（N/μm）。

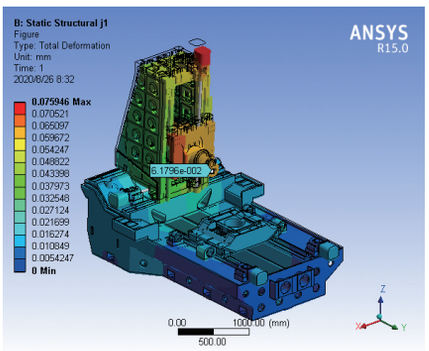

图3　机床整机变形云图

整机*X*、*Y*、*Z*向变形云图如图4～图6所示。

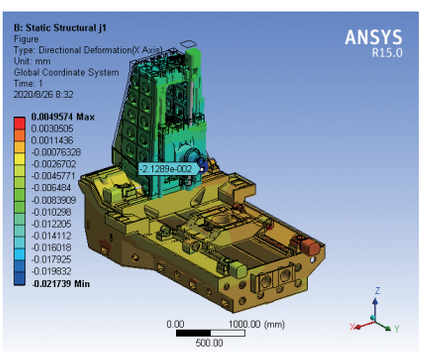

图4　整机*X*向变形云图

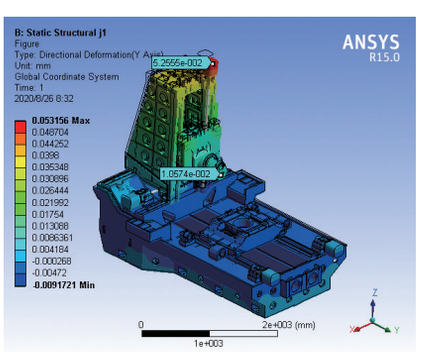

图5　整机*Y*向变形云图

由图4可知，整机*X*向最大变形位于主轴前端位置，变形量为0.021mm；由图5可知，整机*Y*向最大变形位于立柱上方的*Y*轴电动机位置，变形量为0.053mm；由图6可知，整机*Z*向最大变形位于主轴箱后侧的主电动机后端位置，而我们更关注的主轴前端在*Z*向的变形量为0.057mm。

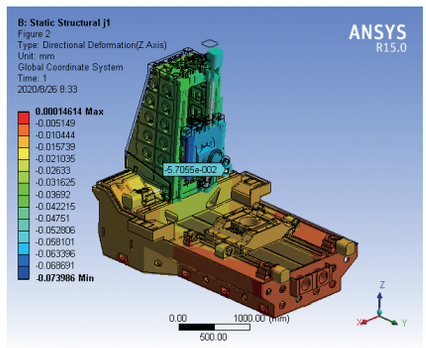

图6　整机*Z*向变形云图

2）床身和立柱变形。由图7可知，机床床身最大变形发生在床身*X*轴导轨中间、立柱下方位置，变形量为0.022mm。受立柱及以上部件重力和切削力的影响而产生。由图8可知，机床立柱最大变形量为0.063mm，最大变形发生在立柱上端电动机座安装位置。

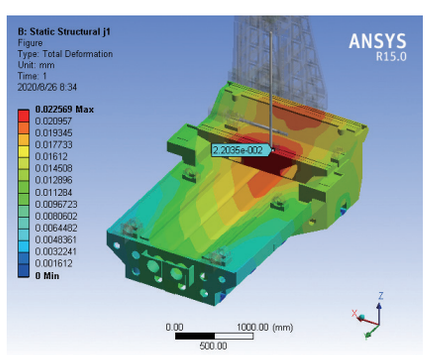

图7　床身变形云图

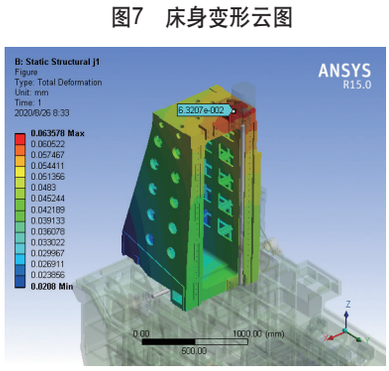

图8　立柱变形云图

（2）机床结构模态分析　将结合面刚度条件①下机床的前三阶模态振型进行汇总，见表1，振型图如图9～图11所示。

采用同样的分析方法也可以得到该机床在结合面刚度条件②、③、④、⑤时的静态和模态分析的数据结果。在此，不再详细列举各部位的变形云图，只将结果进行对比。

表1　机床在结合面刚度条件①下的前三阶振动模态频率　（单位：Hz）

模态	一阶模态	二阶模态	三阶模态
振型	立柱及其以上部件的左右摆动振动	立柱及其以上部件的前后摆动振动	立柱及其以上部件在水平面的扭转振动
频率	26.6	35.7	81.4

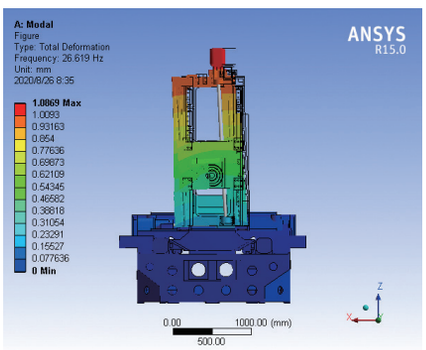

图9　一阶模态振型云图

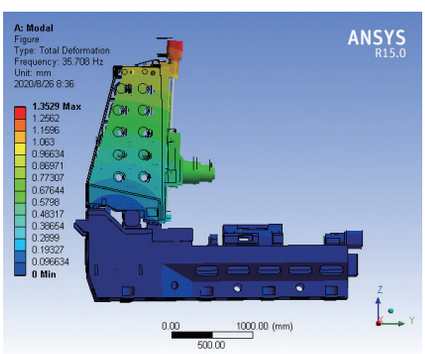

图10　二阶模态振型云图

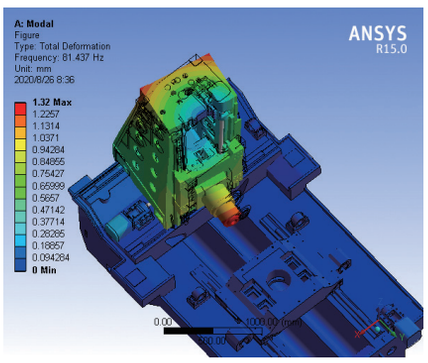

图11　三阶模态振型云图

3　不同结合面刚度条件下的机床性能数据对比分析

图12、图13和表2、表3主要从整机及各部件的最大变形量、整机模态频率值这两方面来对不同结合面刚度条件下机床的静、动态性能进行对比分析。

由图12、图13和表2、表3可得以下结论。

1）结合面刚度对整机*X*向和床身变形的影响不大。

2）结合面刚度对整机*Y*向、*Z*向及立柱的变形影响较大，特别是体现在*Y*轴电动机上的整机*Y*向变形量影响最大，结合面刚度较小时（①），变形量为0.053mm，结合面刚度较大时（⑤），变形量为

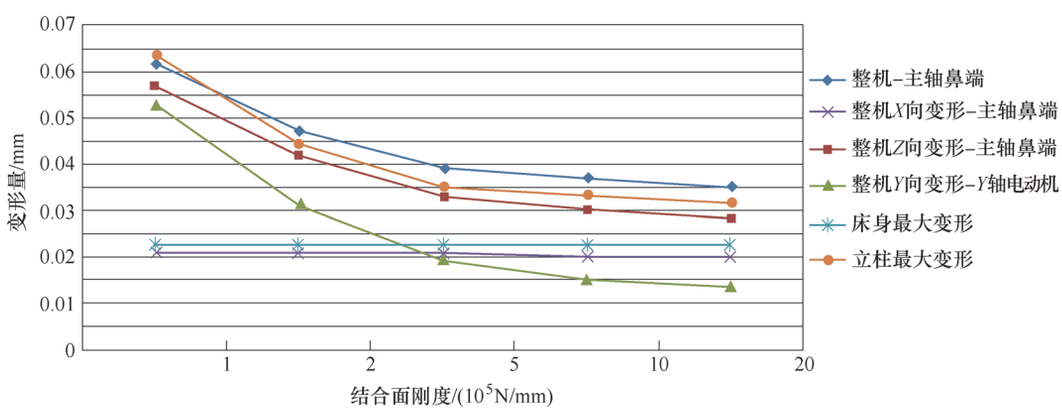

图12　不同结合面刚度时机床的结构变形对比

表2　不同结合面刚度时机床的结构变形量

结合面刚度/（N/mm）	1×10^5	2×10^5	5×10^5	1×10^6	2×10^6
整机-主轴鼻端/mm	0.0618	0.0471	0.0393	0.0369	0.0353
整机*X*向变形-主轴鼻端/mm	0.0213	0.0210	0.0210	0.0202	0.0200
整机*Z*向变形-主轴鼻端/mm	0.0571	0.0420	0.0330	0.0302	0.0286
整机*Y*向变形-*Y*轴电动机/mm	0.0532	0.0310	0.0190	0.0150	0.0136
床身最大变形/mm	0.0226	0.0227	0.0228	0.0229	0.0227
立柱最大变形/mm	0.0636	0.0445	0.0351	0.0331	0.0316

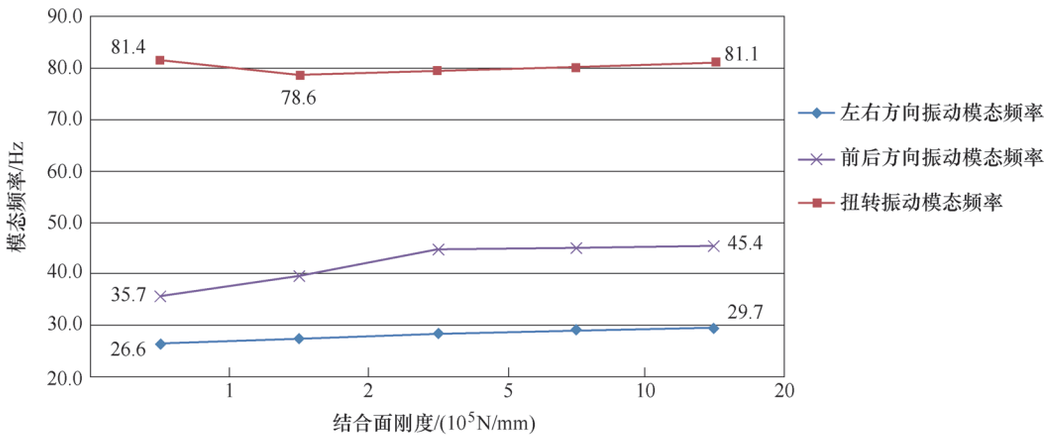

图13　不同结合面刚度时机床整机的模态频率对比

表3　不同结合面刚度时机床整机的模态频率

结合面刚度/（N/mm）	1×10^5	2×10^5	5×10^5	1×10^6	2×10^6
左右方向振动模态频率/Hz	26.6	27.7	28.7	29.2	29.7
前后方向振动模态频率/Hz	35.7	39.7	44.8	45.0	45.4
扭转振动模态频率/Hz	81.4	78.6	79.3	80.3	81.1

0.014mm。

对体现在主轴鼻端的整机Z向变形量而言，结合面刚度较小时（①），变形量为0.057mm，结合面刚度较大时（⑤），变形量为0.029mm。

从立柱上端的变形量来看，结合面刚度较小时（①），变形量为0.064mm，结合面刚度较大时（⑤），变形量为0.032mm。

若用主轴前端的整机静刚度值来衡量，结合面刚度较小时（①），为59.3N/μm，结合面刚度较大时（⑤），为104.1N/μm，二者相差约1倍。

3）从不同结合面条件下的机床模态分析数据来看，结合面刚度对立柱的扭转模态影响最小，约3%；对立柱在左右方向上的模态，影响大小约11%；而对立柱在前后方向上的模态影响最大，约为27%。

4　结合面刚度的计算方法总结

结合面刚度（即接触刚度）是接触面的平均压强与接触变形之比。要获得结合面的刚度值，通常需要采用试验的方法并结合数学模型的求解来完成，计算繁琐，所需时间较长。本文在充分参阅机床行业前辈的相关试验研究结果和理论论证后，相互融合，总结了一种粗略计算固定结合面（如本文以上分析中的立柱与滑块间）刚度的方法，可满足工程上快速计算的需求，有一定的实际意义。

根据相关资料文献，本文总结出了如下关于固定结合面的刚度计算方法。

首先计算结合面间的接触刚度K_j，可按公式（1）进行计算：

$$K_j=P^{1-m}/c\cdot m\ (\text{MPa/}\mu\text{m}) \qquad (1)$$

式中：P为接触面的平均压强（MPa），通常在0.1～1.0MPa之间，本文案例中P取0.1MPa；c、m为与接触面状况相关的系数，可参照表4选取，本文案例中结合面加工状况为磨削，因此c取0.6，m取0.5。

表4　结合面刚度计算时的c、m取值

结合面	c	m
铲刮20～25点/□，h=3～5μm	0.3	0.5
铲刮20～25点/□，h=6～8μm	0.5	
铲刮15～18点/□，h=6～8μm	0.8～1.0	
铲刮10～12点/□，h=6～8μm	1.3～1.5	
铲刮5～12点/□，h=15～20μm	1.5～2.0	
铲刮（15～18点/□，h=6～8μm）/磨削（Hcla=1μm）	0.8～1.0	
端面磨削Hcla=1.0μm	0.6～0.7	
精刨加工	0.6	

注：h——铲刮深度；Hcla——波纹度的均方根值。

由此，可计算出本文立柱与滑块间的接触刚度如下：

$$K_j=0.1^{0.5}/(0.6\times0.5)=1.05\ (\text{MPa/}\mu\text{m})$$

其次，由接触刚度K_j和接触面（结合面）的面积A来计算结合面的弹性系数刚度值，参照公式（2）：

$$K_A=K_j\times A \qquad (2)$$

本文分析中采用弹簧单元的刚度系数来模拟结合面的刚度，经过测量，立柱与每个滑块间结合面的面积A约为4000mm^2，因此对弹簧单元的刚度系数K'_A计算如下：

$$K'_A = K_j \times A \approx 4 \times 10^6 \text{（N/mm）}$$

为提高仿真分析时的收敛性，每个接触面采用4个弹簧单元来进行模拟，这样每个弹簧单元的刚度系数K_1为：

$$K_1 = K'_A/4 = 1 \times 10^6 \text{（N/mm）}$$

该K_1值即为在ANSYS Workbench软件平台进行仿真分析时所建立的弹簧单元的刚度系数值。采用该值进行分析计算的静、动态分析数据结果即为以上结合面条件④时的分析结果。从文中关于机床的性能分析结果数据对比来看，该结合面的刚度状态还是较好的。

5 结束语

通过本文中案例机床的分析研究，发现以下结论。

1）立柱与滑块间结合面刚度的大小对机床整机X方向和床身变形的影响不大。

2）该结合面刚度大小对整机Y方向、Z方向及立柱的变形影响较大。若用主轴前端的整机静刚度值来衡量，结合面刚度较大与较小时相比，二者相差约1倍。

3）以上结合面刚度大小对立柱在前后方向上的振动模态频率值影响最大，约为27%。

4）由此可见，结合面刚度的大小对机床的静、动态性能都有较大的影响，机床设计和制造中必须重视结合面刚度的问题。

5）最后笔者在参阅相关资料文献后，总结出了一种粗略计算固定结合面刚度的方法，可满足工程上快速计算的需求，有一定的实际意义。

参考文献：

[1] 张曙．机床产品创新与设计[M]．南京：东南大学出版社，2014.

[2] 杨櫹，唐恒龄，廖伯瑜．机床动力学（II）[M]．北京：机械工业出版社，1983.

[3] 戴曙．金属切削机床[M]．北京：机械工业出版社，2010.

[4] 张岩．ANSYS Workbench 15.0有限元分析从入门到精通[M]．北京：机械工业出版社，2014.

[5] 夏广岚，冯凭．金属切削机床[M]．北京：北京大学出版社，2008.

MW 20201028

（上接第49页）

的，造成了分析困难或设计错误。因此，笔者有以下几点建议。

1）相关资料、标准或手册在编写修订时，除介绍公式法外，增加极限法或其他方法求解定位误差的内容，介绍不同方法的区别与特点，相互对比，加深设计者对于定位误差本质的理解。

2）相关资料在描述定位误差计算方法时若只介绍公式法，一定说明其应用的前提条件，即“误差关联和影响单一”，具体如下所述。

若Δ_{BC}或Δ_{WZ}只存在一种，则Δ_{DW}即为存在的Δ_{BC}或Δ_{WZ}。

若Δ_{BC}和Δ_{WZ}均存在，则当“误差关联和影响单一”时$\Delta_{DW} = \Delta_{WZ} \pm \Delta_{BC}$成立，公式中符号按$\Delta_{BC}$和$\Delta_{WZ}$影响趋势判定；反之，建议尝试其他方法进行计算。

3）由于公式法前提条件的进一步明确，建议改变原有的定位误差分析步骤。“分析计算Δ_{WZ}和Δ_{BC}、判断公式法使用条件、选择合适方法进行计算”这一分析思路更为合理。在新的分析思路下，无论后续采用何种方法，都需要先进行Δ_{WZ}和Δ_{BC}的分析计算，这样可以使设计者掌握误差的来源和影响，及时调整设计方案，依据分析结果选择最合适的计算方法，避免了计算错误和重复计算，兼顾了效率与准确性。

5 结束语

本文证明了公式法求解定位误差存在前提条件，笔者查阅了大量资料后，在前人的研究基础上将该前提条件总结为“误差关联、影响单一”，并给出了相应的理论解释和说明；最后针对公式法应用中的一些问题，笔者提出了相应的建议。本研究对于准确应用公式法计算夹具定位误差，指导定位设计具有重要意义。

参考文献：

[1] 李旦．机械制造工艺学试题精选与答题技巧[M]．哈尔滨：哈尔滨工业大学出版社，2014：19-20.

[2] 李庆余，孟广耀，岳明君．机械制造装备设计[M]．北京：机械工业出版社，2018：228-229.

[3] 王先逵．机械制造工艺学[M]．北京：机械工业出版社，2016：106-107.

[4] 任小中，任乃飞，王红军．机械制造技术基础[M]．北京：机械工业出版社，2014：226-227.

MW 20201106