基于有限元分析的刹紧装置结构优化设计

闫丽俊　肖新倩
（济南二机床集团有限公司　山东　济南　250100）

摘要：五轴联动数控机床作为现代制造业的主要加工设备，其核心部件双摆角万能铣头结构和性能直接影响整机的性能，一直是行业竞争的关键。作为双摆角万能铣头 A/C 轴锁紧时的刹紧装置属于 A/C 轴传动链中比较薄弱的环节，其扭转刚度直接影响 A/C 轴的定位精度，进而影响机床的加工精度。本文通过有限元分析得出刹紧时的油压大小、刹紧结构的强度、扭转刚度以及使用寿命，并根据应力分布图合理优化刹紧套结构，从而降低最大主应力，使该刹紧装置的使用寿命提升约 53.6%。

关键词：双摆角万能铣头刹紧装置；有限元；扭转刚度；疲劳强度；使用寿命

0　引言

五轴联动数控机床是实现结构复杂或者异型零件加工的重要设备，作为现代制造业的主流加工设备，其技术水平对航空航天、高精密医疗设备、军事、科研等的影响巨大。双摆角数控万能铣头作为五轴联动数控机床的关键部件，其技术研发和生产主要被美国、德国、意大利和法国等国家的著名五轴联动机床主机厂和少数数控机床功能部件企业所掌握。近年来，尽管我国机床行业取得了巨大进步，但以双摆角数控万能铣头为代表的、体现数控机床核心技术的数控机床功能部件，仍然长期在低层次徘徊，或仍旧依赖于进口，严重制约了国产数控机床向高档化方向的发展。因此，提升双摆角数控万能铣头结构性能具有重要的战略意义。刹紧装置为双摆角万能铣头传动链中的一环，其结构的优化和改进直接影响着双摆角万能铣头的性能。

1　刹紧装置简述

双摆角万能铣头 A/C 轴传动链中的刹紧装置由壳体、刹紧套和旋转轴组合而成，刹紧套的壁厚与旋转轴之间的间隙直接影响刹紧油压和刹紧力矩的大小。

刹紧装置工作原理为在壳体和刹紧套之间充油，油压达到一定值后刹紧套与旋转轴接触，油压越大两者之间的接触面积越大，刹紧压力就越大，从而达到刹紧的目的。

在刹紧套的壁厚较大时，要达到满足刹紧要求的刹紧力矩，刹紧油压会比较高，导致刹紧套结构的最大主应力超出安全使用的屈服极限，不满足强度校核条件；如果壁太薄刹紧油压会相应降低，但是装置的扭转刚度也会降低，从而使得刹紧套的扭转角度增大，不能满足机床高精度要求。

如果刹紧套和旋转轴之间的间隙过大，要达到预期的刹紧力矩就需要增大油压，此时最大主应力容易超出强度要求；如果两者之间的间隙太小，将增加装配难度，同时两者的加工要求将非常严格，增加加工成本。

故利用有限元分析的方法对刹紧装置进行强度、刚度以及疲劳寿命的计算，对刹紧装置的结构优化和改进有着重要的指导意义。

2　有限元分析计算刹紧时需用油压值和强度校核

采用有限元分析时，首先需要对刹紧装置进行有限元建模，模型准确与否直接影响分析结果的准确性。

在建立刹紧装置分析模型时，只选取与刹紧套有直接装配关系的零部件。本文对双摆头的壳体、刹紧套以及旋转轴建立装配模型，其中间结构为刹紧套，外面为壳体，里面为旋转轴。

由于本文要对刹紧装置进行刚度、强度、疲劳强度等分析，刹紧套的一些小倒角、小圆角不做简化处理，并且在划分网格时需要细化处理。

刹紧装置属于回转体结构呈现对称结构，结合其在外载荷作用下的变形也呈现对称形式，可采用轴对称分析方法，结合刹紧装置的结构特点采用 2D 轴对称分析。该分析方法对此类结构具有绝对的优势，能够对各零件的网格细化划分而不影响计算速度，能够更直观地看到刹紧装置在载荷作用下的应力和变形状态。

2.1　有限元分析边界条件的设置

本文利用 UG NX 中 2D 轴对称分析方法完成模型的建立和网格划分（图 1），对旋转轴和外面壳体进行固定约束，在油腔壁上加载油压 P，刹紧套和旋转轴的

01-23 工业设计 22年6月中 第17期.indd 15　2022/7/17 12:50:20

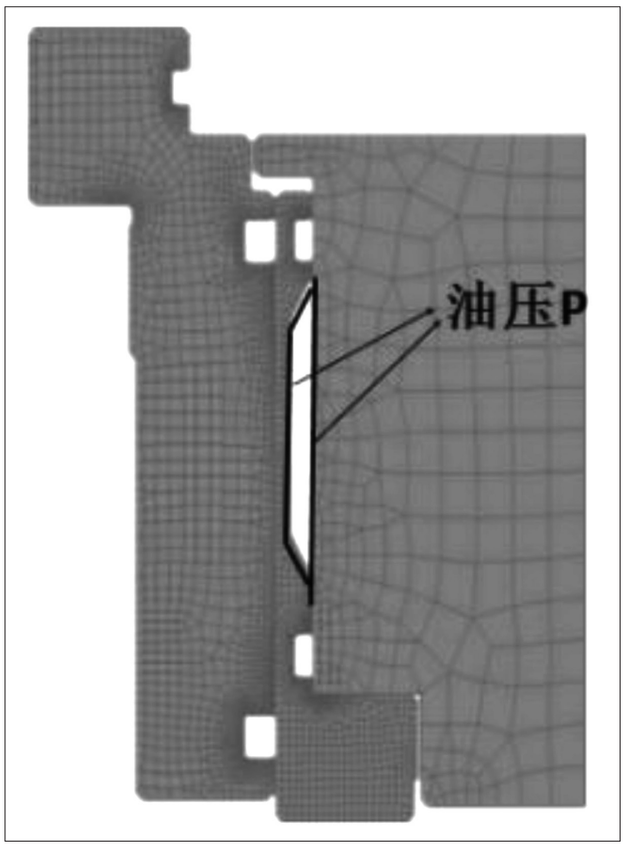

图 1　有限元分析模型

接触面进行摩擦接触设置，刹紧套和壳体的连接装配位置采用绑定粘结设置。

2.2　刹紧扭矩和对应油压的分析

本文选取壁厚为 2mm、2.5mm、3mm 的三种刹紧套，在其与旋转轴装配单边间隙为 0.1mm 和 0.15mm 两种工况下，分析刹紧装置刹紧时所需要油压以及刹紧套的主应力分布情况。

有限元分析从 7MPa 油压逐渐增加到刹紧力矩大于驱动旋转轴转动的驱动力矩时停止。从有限元分析结果中提取刹紧套变形数据、刹紧套和旋转轴的接触压力 F、刹紧套的应力变形 σ 等结果，变形结果如图 2、图 3 所示，分析结果见表 1、表 2。

表 1 中刹紧扭矩值根据计算公式 $T=F\times R\times 0.15$ 计算。其中，0.15 为摩擦系数，刹紧装置的刹紧半径 R=195mm。刹紧装置的目标刹紧扭矩要求 $T\geqslant$ 10000Nm。

由表 2 结果可以看出：

（1）按照刹紧装置在不同壁厚和不同间隙下目标刹紧扭矩为 10000 Nm 的要求，需充入的油压分为以下三种情况：

①壁厚为 2mm 的刹紧装置在刹紧套和旋转轴装配单边间隙为 0.1mm 的情况下，油压至少应为 10.5MPa；

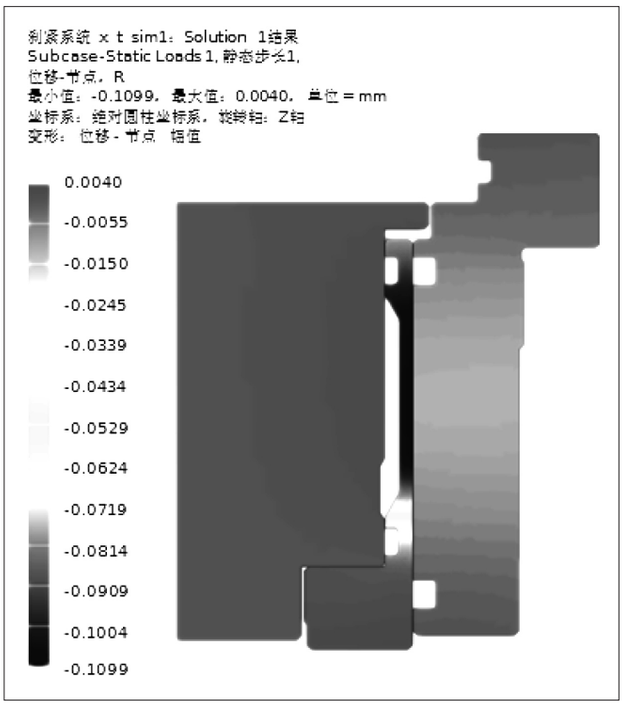

图 2　刹紧装置变形图（壁厚 3mm，间隙 0.1mm，12MPa）

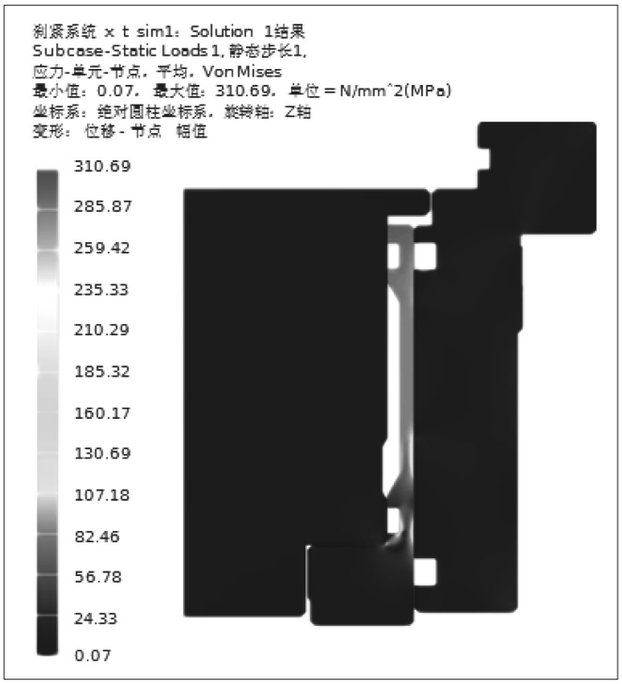

图 3　刹紧系统应力分布图（壁厚 3mm，间隙 0.1mm，12MPa）

在刹紧套和旋转轴装配单边间隙为 0.15mm 的情况下，油压至少应为 12MPa。

②壁厚为 2.5mm 的刹紧装置在刹紧套和旋转轴装配单边间隙为 0.1mm 的情况下，油压至少应为 11MPa；在刹紧套和旋转轴装配单边间隙为 0.15mm 的情况下，油压至少应为 12.5MPa。

01-23 工业设计 22年6月中 第17期.indd 16　　2022/7/17 12:50:21

表 1　不同工况下刹紧装置刹紧套变形、最大主应力以及刹紧压力值

分析工况	油压 /MPa	刹紧套最大变形 /mm	刹紧套（A 处）最大主应力 /MPa	接触力 /kN	刹紧扭矩 /Nm
壁厚 2mm，间隙 0.1mm	7	0.0992	245	0	0
	10	0.1085	267	319.7	9351.225
	10.5	0.1090	271	346.1	10123.43
	11	0.1096	271	361.66	10578.56
壁厚 2.5mm，间隙 0.1mm	11	0.1092	289	349.59	10225.51
	12	0.1102	293	405.73	11867.6
壁厚 3mm，间隙 0.1mm	11	0.1097	307	341.55	9990.338
	11.5	0.1097	309	361.54	10575.05
	12	0.1099	311	393.52	11510.46

表 2　刹紧装置分析结果

分析工况	油压 /MPa	刹紧套最大变形 /mm	刹紧套（A 处）最大主应力 /MPa	接触力 /kN	刹紧力矩 /Nm
壁厚 2mm，间隙 0.15mm	11	0.1587	373	293.7	8590.725
	12	0.1096	271	349.47	10222.00
	12.5	0.1105	274	374.37	10950.32
壁厚 2.5mm，间隙 0.15mm	12	0.1590	382	342.75	10025.44
	12.5	0.1590	387	362.09	10591.13
壁厚 3mm，间隙 0.15mm	12	0.1590	394	301.92	8831.16
	13	0.1600	408	341.05	9975.713
	13.5	0.1600	415	365.63	10694.68
	14	0.1610	420	387.37	11330.57

③壁厚为 3mm 的刹紧装置在刹紧套和旋转轴装配单边间隙为 0.1mm 的情况下，油压至少应为 11.5MPa；在刹紧套和旋转轴装配单边间隙为 0.15mm 的情况下，油压至少应为 13.5MPa。

（2）刹紧装置的刹紧套材质是锡青铜，屈服强度 σ_s=420MPa，抗拉强度 σ_b=550MPa，塑性材料的最大主应力 σ 应满足：（1.2 ~ 2.5）σ ≤ σ_s。由表 2 可以看出，该刹紧套的最大主应力超出了锡青铜的屈服极限，可以适当增大刹紧套圆角来降低最大主应力，如表 3 所示。合理变化圆角的大小，可以明显降低最大主应力，从而使刹紧套结构满足强度要求，变形情况见图 4、图 5。

3　刹紧套扭转刚度的有限元分析

对刹紧套的扭转刚度的分析采用静力学分析，建立刹紧装置三维模型，去掉小圆角、小孔等对分析结果影响不大的特征。

根据前文油压计算可知，刹紧套和旋转轴刹紧时的接触长度约为 40mm，故在刹紧套上截取约 40mm 的长段对三种不同壁厚的刹紧装置分别加载 10000Nm 的扭转力矩，得到的扭转变形（λ）结果如表 4 所示，变形情况见图 6。其中，扭转角度（α）根据公式 2πR/

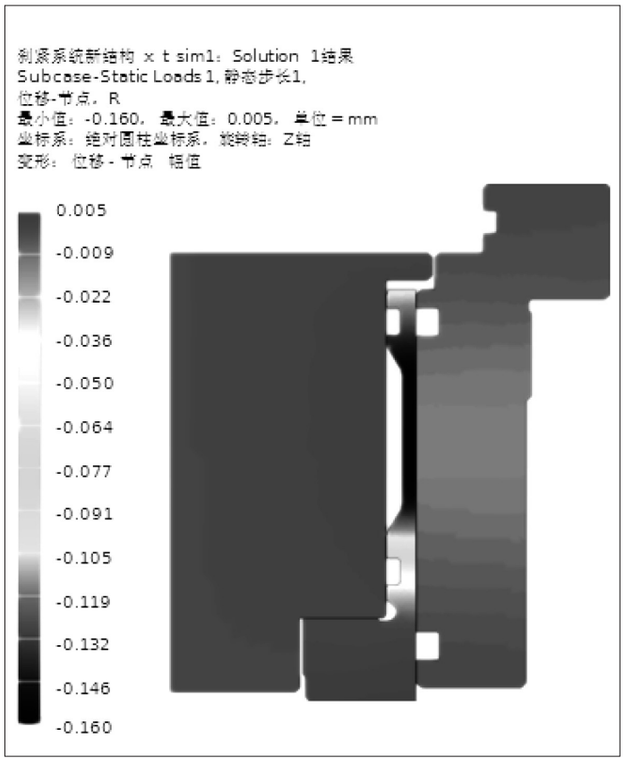

图 4　改进后的刹紧装置变形图（壁厚 2.5mm，间隙 0.15mm，14MPa）

01-23 工业设计 22年6月中 第17期.indd 17　2022/7/17 12:50:21

表 3　刹紧装置改进后的结构分析结果

分析工况	油压 /MPa	刹紧套最大变形 /mm	刹紧套（A 处）最大主应力 /MPa	接触力 /kN	刹紧力矩 / Nm
壁厚 2.5mm，间隙 0.1mm	12	0.1093	198	347.02	10150.34
	13	0.1103	207	387.19	11325.31
	16	0.1135	127	518.00	15151.5
壁厚 2.5mm，间隙 0.15mm	12	0.159	221	315.98	9242.415
	14	0.160	229	354.83	10378.78
	16	0.162	245	436.75	12774.94

表 4　刹紧套扭转刚度分析结果（刹紧套扭转长度取 40mm）

刹紧套结构	扭转力矩 /Nm	扭转变形 /mm	扭转角度 /（°）
原刹紧套壁厚 2mm	10000	0.01701	0.005003
原刹紧套壁厚 2.5mm	10000	0.01405	0.004131
原刹紧套壁厚 3mm	10000	0.01237	0.003638

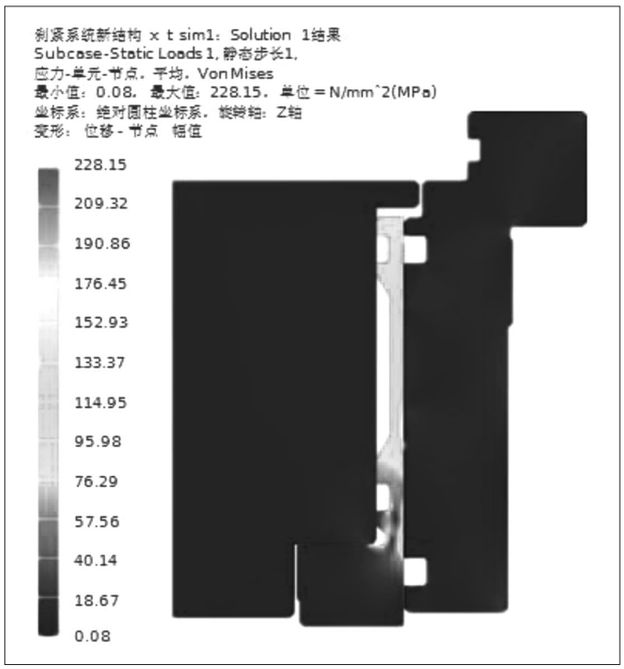

图 5　改进后的刹紧系统应力分布图（壁厚 2.5mm，间隙 0.15mm，14MPa）

图 6　扭转变形示意图（壁厚 3mm，间隙 0.1mm）

$\lambda=360^\circ/\alpha$ 换算得出。

本刹紧装置的扭转角度要求小于 0.005°，通过上述分析可以得出：

（1）刹紧套壁厚为 2mm，刹紧扭矩 =10000Nm 时，刹紧套扭转角度 > 0.005°；

（2）刹紧套壁厚为 2.5mm，刹紧扭矩 =10000Nm 时，刹紧套扭转角度 < 0.005°；

（3）刹紧套壁厚为 3mm，刹紧扭矩 =10000Nm 时，刹紧套扭转角度 < 0.005°。

根据设计要求可知，刹紧套壁厚为 3mm 和 2.5mm 时，刹紧套装置的扭转刚度均满足设计要求。

4　刹紧套疲劳强度的校核分析

金属材料在无限多次交变载荷作用下而不破坏的最大应力称为疲劳强度或疲劳极限。疲劳破坏是机械零件失效的主要原因之一，对于刹紧装置应该对其进行疲劳强度的校核。

根据疲劳极限公式 $\sigma_{-1}=0.43\sigma_b+38$ 估算锡青铜材料的疲劳极限：

$\sigma_{-1}=0.43\sigma_b+38=0.43\times550+38=274.5$（MPa）

则刹紧套结构的疲劳极限 $\sigma_{-1}^{0}=\frac{\varepsilon_\sigma\beta}{K_\sigma}\sigma_{-1}\approx62$，式中 $\varepsilon_\sigma=0.54$，$\beta=1.6$，$K_\sigma=3.8$。

01-23 工业设计 22年6月中 第17期.indd 18　　2022/7/17 12:50:21

查阅相关资料可知锡青铜材料寿命在 10^5 ～ 10^7 时构件表面已有疲劳裂纹产生，故按照寿命为 10^5 估算，可以得出：

壁厚 3mm、刹紧间隙为 0.1mm 的刹紧装置在油压为 12MPa 的工作状况下，使用寿命为 10^5×（62/311）/7200≈2.8 年，（注：7200 为刹紧套 1 天刹紧 20 次，按 360 天 / 年，1 年刹紧 7200 次）。

改进后，壁厚 2.5mm、刹紧间隙为 0.1mm 的刹紧装置在油压为 12MPa 的工作状况下，使用寿命为 10^5×（62/198）/7200≈4.3 年，(注：7200 为刹紧套 1 天刹紧 20 次，按 360 天 / 年，1 年刹紧 7200 次)。

由此可知，通过上述结构的改进可以使刹紧装置的使用寿命提升约 53.6%。

5　结语

五轴联动高速加工机床以高切削速度、高进给速度、高加工精度为主要特征，双摆角万能铣头 A/C 轴锁紧时的刹紧装置对机床精度和机床加工性能有着及其重要的作用。本文采用有限元分析的方法指导刹紧装置结构优化，具有重要参考意义。

参考文献：

[1] 成大先 . 机械设计手册 [M]. 北京 : 化学工业出版社。2007.

[2] 聂毓琴 . 孟广伟 . 材料力学 [M]. 北京 : 机械工业出版社 ,2008.

作者简介：闫丽俊（1984.01-），女，汉族，山西吕梁人，硕士研究生，工程师，研究方向：机械设计；肖新倩（1986.08-），女，汉族，山东聊城人，硕士研究生，工程师，研究方向：机械设计。

（上接第 14 页）

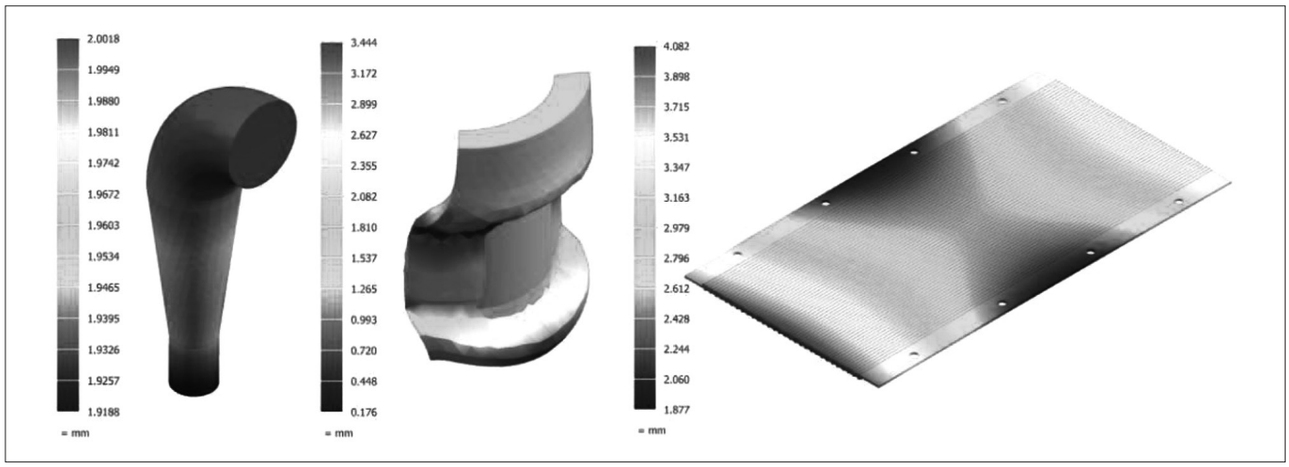

图 6　机械爪、橡胶垫、铺底模块位移图

驱动的快速安装和回撤机械臂，针对煤矿巷道路面实际工况，设计研究机械臂关键部件夹爪机构与模块结构的配合，解决运行稳定、快速完成铺底模块的安撤，以满足快速安全施工需求。设计完成后，经三维建模、变形分析及应力分析，确定该设备设计合理，满足煤矿巷道快速施工的需求。

基金项目：中国煤炭科工集团有限公司科技创新创业资金专项重点项目（2020-ZD006）。

参考文献：

[1] 王文亮 . 煤矿巷道沥青路面阻燃技术研究现状 [J]. 山西建筑 ,2014(24):164-165.

[2] 杨晓敏 . 车载液压机械臂结构分析及设计 [J]. 山西建筑 ,2016(33):115-116.

[3] 王成龙 . 煤矿钻锚机器人自动布网单元研究 [D]. 西安 : 西安科技大学 ,2019.

作者简介：翟正成（1986-），男，汉族，江苏扬州人，本科，工程师，研究方向：矿山生产工艺、矿山机械设计。

01-23 工业设计 22年6月中 第17期.indd 19　2022/7/17 12:50:21