

文章编号:1007-6735(2014)01-0039-05

圆盘剪刀轴有限元分析及优化设计

俞科斌¹, 李郝林¹, 陈吉勇²

(1.上海理工大学 机械工程学院,上海 200093; 2.上海宝菱冶金设备工程技术公司,上海 201900)

摘要: 根据设备实际尺寸建立圆盘剪刀轴的三维模型,利用 Ansys Workbench 软件对刀轴进行有限元力学分析,将分析结果与理论公式计算结果进行比较. 研究分析刀轴的强度、刚度及其变形对圆盘剪刀片重叠量和侧向间隙的影响,找出刀轴的薄弱环节,并利用 Ansys Workbench 中的实验数据法对刀轴进行优化分析,提出优化设计方案.

关键词: 圆盘剪; 刀轴; 有限元; 优化设计
中图分类号: TG 333.2 **文献标志码:** A

Finite Element Analysis and Optimization Design of Knife Shaft for Side Trimmer

YU Ke-bin¹, LI Hao-lin¹, CHEN Ji-yong²

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China;
2. Shanghai Baoling Metallurgical Equipment Engineering Co Ltd, Shanghai 201900, China)

Abstract: A 3D model was established with Ansys Workbench to analyze the strength and stiffness of a knife shaft in accordance with the actual dimension of side trimmer. The finite element analysis results were compared with the theoretical ones. The weakness of the knife shaft was found out and an optimization design was presented by using the method of design of experiments in Ansys Workbench.

Key words: side trimmer; knife shaft; finite element; optimization design

随着汽车、家电产业的快速发展,汽车用板和家电用板的剪切质量要求不断提高,尤其是汽车板材,不仅强度高,其剪切精度要求也不断提高,这对圆盘剪的切边质量及其设备性能提出了更高的要求. 当前,圆盘剪的主要结构形式为悬臂式,在剪切厚板或高强度钢板时,剪切力明显增大,要求圆盘剪刀轴具有足够的强度、刚度,以确保高精度剪切来满足产品质量要求.

根据某厂一套圆盘剪设备的实际工作参数,建

立圆盘剪刀轴和相关零部件的三维模型,对其进行仿真分析,通过理论公式计算与有限元力学分析,研究刀轴变形对圆盘剪刀片的重叠量和侧隙的影响,再利用 Ansys Workbench 软件中的实验数据法对刀轴进行优化设计分析,提出更加理想的设计方案.

1 圆盘剪技术参数

本圆盘剪是一套双刀头可旋转式的被动剪,其

收稿日期: 2013-03-06

第一作者: 俞科斌(1987-),男,硕士研究生. 研究方向: 机械工程. E-mail: yukebin@yaliyun.com

通讯作者: 李郝林(1961-),男,教授. 研究方向: 精密测试技术、精密加工工艺. E-mail: haolin@usst.edu.cn

基本结构由固定底座、宽度调整装置、机架回转装置及圆盘剪本体等组成,如图1所示.

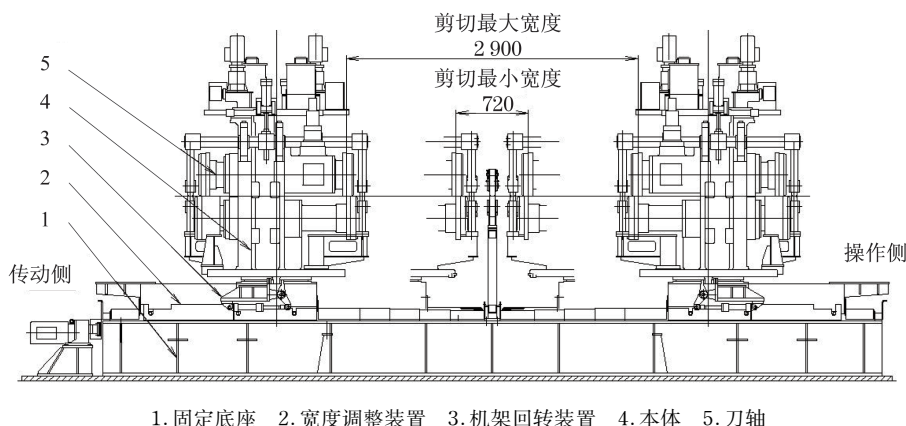


图1 圆盘剪结构示意图
Fig.1 Structure of side trimmer

圆盘剪的核心部件为圆盘剪本体,主要由本体机架、刀轴、刀盘、重叠量调整装置和侧向间隙调整装置等构成^[1].刀轴的三维模型如图2所示.



图2 上、下刀轴三维模型

Fig.2 3D model of top and bottom knife shaft

现介绍圆盘剪主要技术参数.

带钢规格.材质:普通冷轧钢板和高强度钢板;宽度:900~1 300 mm;厚度:2~5 mm;抗拉强度:≤900 MPa;屈服强度:≤700 MPa;剪切速度:≤2 m/s;切边宽度:5~50 mm;机架打开宽度:750~2 900 mm;刀盘直径:380~430 mm(其中,430 mm为新刀直径,380 mm为磨损后最小可用直径);刀盘厚度:20~30 mm(其中,30 mm为新刀厚度,20 mm为磨损后最小可用厚度);刀片重叠量调节范围:-25~+20 mm(上刀片),-20~+25 mm(下刀片);刀片侧向间隙调节范围:-7~+3 mm(上刀轴移动,下刀轴固定).

2 刀轴受力分析与计算

对圆盘剪刀轴的分析,首先考虑刀轴的强度、刚度是否满足工作要求,其次分析其受载荷后的变形情况,因为,刀轴的变形会直接影响圆盘剪刀片的重叠量以及侧向间隙的变化.当这些参数处于不合理的数值时,会使得剪切力明显增大,设备载荷增加,引起相关零部件的应力、应变增加以及零件变形、磨损加剧,带钢剪切质量下降,导致产品达不到规定要求.

根据材料力学理论,可将刀轴受力情况简化为简支梁模型,受力简图如图3所示.

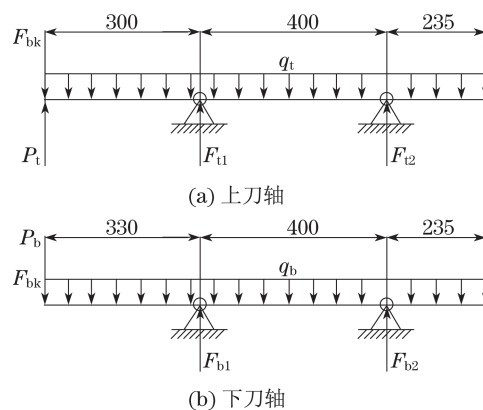


图3 刀轴受力简图

Fig.3 Force diagram of knife shaft

在图3中, P_t 、 P_b 分别为上、下刀轴所受剪切力,大小相等,方向相反; F_{tk} 、 F_{bk} 分别是上、下刀盘的重力; F_{t1} 、 F_{t2} 为前后轴承对上刀轴的支撑力; F_{b1} 、 F_{b2} 为前、后轴承对下刀轴的支撑力; q_t 、 q_b 是上、下刀轴自身重力,以均布载荷的形式分布.

2.1 剪切力理论计算

根据圆盘剪实际尺寸参数和工作情况,采用村川正夫、前田桢三公式^[2]计算剪切力 F 。

当刀片重叠量 $S \geq 0$ 时,

$$F = k_1 k_2 \sigma_b [h' \sqrt{R(h' + S)} - \sqrt{RS}]$$

式中, R 为刀片半径, $R = 215$ mm; S 为刀片重叠量,取 $S = 0.45$ mm; h' 为带钢厚度,厚度范围 2~3 mm,取 $h' = 3$ mm; σ_B 为带钢强度极限,取 $\sigma_B = 700$ MPa; k_1 为刀片磨钝影响系数,一般取 $k_1 = 0.8$; k_2 为应力转化系数,一般取 $k_2 = 0.75$; 计算得出剪切力 $F = 21\,500$ N。

2.2 刀轴的挠度计算

圆盘剪刀轴主要约束为前、后两处轴颈的轴承约束,载荷为轴端安装刀盘处的剪切力作用。根据材料力学理论,将刀轴受力情况简化为简支梁模型^[3]。

$$y = -Fl^3/(3EI)$$

式中, l 为剪切力作用点与轴承支撑点的轴向距离; E 为弹性模量,取 $E = 210$ GPa; I 为刀轴的极惯性矩, $I = 1.47 \times 10^8$ mm⁴。

计算得到上刀轴挠度为 6.27×10^{-3} mm,方向向上;下刀轴挠度为 8.34×10^{-3} mm,方向向下。

因此,在圆盘剪剪切过程中,上刀轴向上挠曲 0.006 3 mm,下刀轴向下挠曲 0.008 3 mm。上、下刀轴挠曲变形叠加后,由此引起圆盘剪刀片重叠量减小约 0.014 7 mm。从而可知,刀轴受力后引起的挠曲对刀片重叠量有一定的影响。

2.3 刀轴的转角计算

刀轴产生挠度表明刀轴轴端在径向发生了位移,而通过计算转角就可以推出刀轴在轴向发生的位移、转角

$$\theta = -Fl^2/(2EI)$$

通过计算得到上刀轴的转角为 3.13×10^{-5} rad,下刀轴的转角为 3.79×10^{-5} rad。由此推出,上刀轴产生的转角导致上刀刃剪切点的轴向位移为 $-0.003\,6$ mm,下刀轴产生的转角导致下刀刃剪切点的轴向位移为 $-0.004\,4$ mm。上、下刀刃位移叠加后,引起圆盘剪刀片侧向间隙增大 0.000 8 mm。因刀片侧向间隙的实际设定值为 0.22 mm,侧隙变化量相对较小,故可忽略不计。

3 刀轴有限元分析

3.1 建立三维模型

现以上刀轴为例,利用 Ansys Workbench 进行有

限元力学分析。在有限元分析前,先根据刀轴实际尺寸建立三维模型。为便于分析计算,对刀轴的部分细节进行合理简化。选择刀轴材料为合金结构钢,同时设置好材料属性,主要参数:密度 $\rho = 7\,850$ kg/m³,弹性模量 $E = 210$ GPa,泊松比 $\mu = 0.3$ 。

3.2 网格划分

为得到精确的有限元分析结果,关键之一就是选择合理的网格划分方法。在 Ansys Workbench 中提供了多种网格划分方法,如自动划分法、四面体划分法、六面体主导法、扫掠划分法和多区划分法^[4]。经过多次调试,选择多区划分法,并将网格尺寸控制参数设定为 10 mm 时,得到的分析结果较为理想、精确。上刀轴网格划分后模型如图 4 所示。

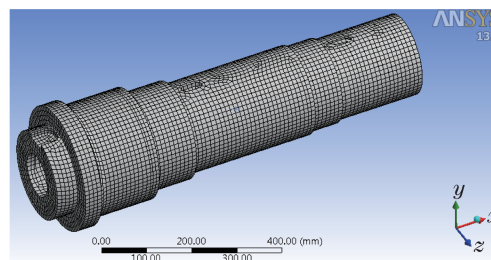


图4 刀轴网格划分

Fig.4 Mesh model of knife shaft

3.3 施加约束与载荷

刀轴的约束条件主要是在前后两处轴颈的轴承约束,在 Ansys Workbench 中,轴承对刀轴的约束可定义成 Cylindrical Support,即圆柱面约束。刀轴上的载荷主要是剪切力,由于剪切力是通过刀盘间接地作用在刀轴上,其在轴端圆柱面上的作用力分布类似于轴承载荷。为此,可将剪切力对刀轴的作用方式定义成轴承载荷的形式,大小为 21 500 N。另外,在剪切过程中,刀轴一直处于旋转状态,故在其上施加一惯性载荷,即旋转,转速为 3 rad/s。

3.4 求解与分析

对刀轴的分析主要有两方面:一方面是分析刀轴的应力、应变分布情况,找出刀轴的薄弱环节,计算其强度能否满足要求;另一方面是分析刀轴受载荷后的变形程度,特别是轴端安装刀盘处的变形情况。当轴端在径向发生变形时,会使刀片沿径向产生位移,导致重叠量的变化;而在轴向发生变形时,则会影响刀片侧向间隙。当刀片重叠量和侧向间隙大小不合理时,剪切力就会显著增大,圆盘剪的载荷也就随之增加,切边质量就会下降,甚至出现毛边或剪不断的情况,因此,在分析树中添加刀轴等效应力、应变、总体变形以及轴端的径向、轴向变形等分析项目。

上刀轴的应力分析结果如图5所示.从应力分布云图中可看出,刀轴最大应力约为8.1 MPa.最大应力出现在轴承安装处的轴肩附近以及刀轴轴端底部.从刀轴的强度方面考虑,其最大应力8.1 MPa远小于其材料屈服强度700 MPa,所以,刀轴满足强度要求.

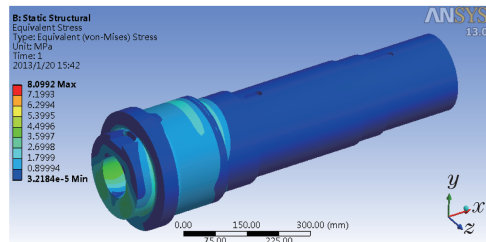


图5 上刀轴应力分布云图

Fig.5 Stress distribution of top knife shaft

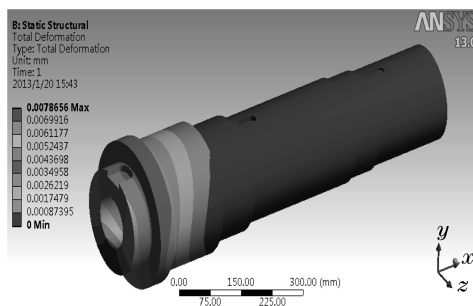
上刀轴的总变形分析结果如图6(a)所示.从变形分析云图中可以看出,刀轴的最大变形发生在轴端,最大变形量约为0.007 9 mm.

由于圆盘剪刀盘安装在刀轴轴端,且最大变形也发生在轴端,因此,进一步分析刀轴轴端的变形情况.刀轴轴端轴向变形和径向变形分布如图6(b)和6(c)所示.

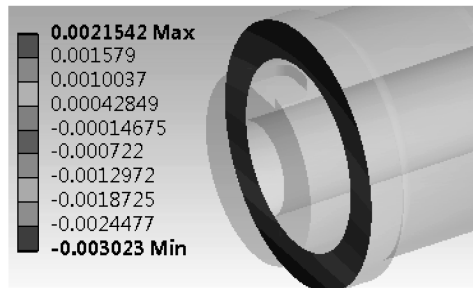
从图6(b)中可以看出,上刀轴轴端轴向最大变形发生在轴端底部,大小为0.003 0 mm,方向为 x 轴负方向.从图6(c)中可以看出,上刀轴轴端径向最大变形为0.007 5 mm,方向为 y 轴正方向.

同样,对下刀轴进行分析后得出,最大应力约为8.2 MPa,刀轴的最大变形也发生在轴端,最大变形量约为0.008 8 mm.轴端轴向最大变形发生在轴端顶部,大小为0.003 3 mm,方向为 x 轴负方向.轴端径向最大变形大小为0.008 4 mm,方向为 y 轴负方向.

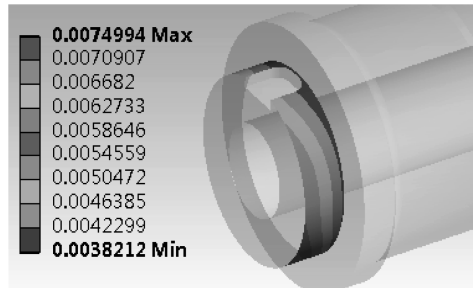
现对上、下刀轴综合分析.如果将刀盘视为刚体,不考虑其变形影响,则上刀轴轴端轴向位移为-0.003 0 mm,转换到上刀刀剪切点的位移为-0.006 5 mm;下刀轴轴端轴向位移为-0.003 3 mm,转换到下刀刀剪切点的位移为-0.007 1 mm.所以,上、下刀刀剪切点位移叠加后,其变化量为0.000 6 mm,即上、下剪刀间的侧向间隙增大了0.000 6 mm,而刀片侧向间隙量实际设定值为0.22 mm,侧向间隙变化量与设定值相差两个数量级.因此,刀轴的变形对刀片侧向间隙的影响很小.另一方面,上刀轴轴端径向最大位移+0.007 5 mm,下刀轴轴端径向最大位移



(a) 上刀轴总变形分布云图



(b) 轴端轴向变形分布云图



(c) 轴端径向变形分布云图

图6 上刀轴变形情况

Fig.6 Deformation of top knife shaft

-0.008 4 mm 两者叠加后,其变化值为0.015 9 mm,即刀片重叠量减小了0.015 9 mm,而刀片重叠量实际设定值为0.45 mm.因此,对刀片重叠量有一定的影响.

4 刀轴结构优化设计

通过对刀轴有限元力学分析和理论计算分析,比较两种分析得出基本一致的结论:原刀轴结构尺寸满足强度、刚度要求,上、下刀轴受力后最大变形都发生在轴端安装刀盘处,其变形对刀片侧向间隙的影响非常小,可忽略不计,而对刀片重叠量有一定的影响.为此,利用Ansys Workbench对刀轴进行结构优化设计.

在Ansys Workbench中,可以利用Design Explorer模块来进行产品性能的优化设计.通过对多个设计点的参数分析,并将这些设计点拟合成响应曲面或曲线,从而找出最佳设计点,实现优化设计.

4.1 参数设置

在 Design Explorer 中,主要有输入、输出和导出这 3 类参数.结合前面对刀轴有限元力学分析可知,刀轴的强度已满足要求,结构优化主要是为了进一步提高刚度,减小其受力变形,为此,将刀轴轴端外径和内径定义成改变其结构的输入参数,将刀轴的质量和最大总变形定义为目标输出参数.其中,原刀轴的轴端外径为 200 mm,内径为 100 mm.采用实验数据法,设置其它 9 个刀轴实验设计点,外径变化范围:190 ~ 240 mm,内径变化范围:60 ~ 100 mm,并定义设计变量类型为连续变量.

4.2 分析优化结果

在 Design Explorer 中,以中心组合的实验设计方式^[5],经过分析计算得出各设计点的求解结果如表 1 所示.其中, D 为轴端外径, d 为轴端内径, M 为刀轴质量, T 为刀轴最大总变形.从表 1 中可以看出,3 号设计点的质量最小,但其变形最大;而 4 号设计点的变形最小,变形量为 0.006 mm,但质量较大.

表 1 设计点求解结果
Tab.1 Solved result at design point

序号	D/mm	d/mm	M/kg	T/mm
1	190	60	223.41	0.006 2
2	190	80	208.05	0.006 7
3	190	100	188.30	0.007 6
4	215	60	225.29	0.006 0
5	215	80	209.92	0.006 5
6	215	100	190.17	0.007 3
7	240	60	227.39	0.006 1
8	240	80	212.03	0.006 5
9	240	100	192.27	0.007 2

对表 1 设计点的求解结果进行分析得出:刀轴变形大致随轴端外径的增大而减小,随轴端内径的增大而增大;而刀轴质量与刀轴变形情况相反.图 7 为轴端外径与最大总变形关系曲线,从图 7 中可看出,刀轴变形的最小值出现在 $D = 230$ mm 附近,因此,可将刀轴轴端外径定在 230 mm 较为合适.

刀轴内径、外径的选取会同时影响刀轴质量和变形.一方面,希望刀轴质量小,节省材料,降低成本;另一方面,希望刀轴变形小,避免影响刀片侧向间隙和重叠量等相关剪切参数.综合分析轴端内径、外径与刀轴质量以及刀轴最大总变形的关系,取刀轴内径为 80 mm、外径为 230 mm 时,刀轴的最大变形较小,且刀轴质量适中.

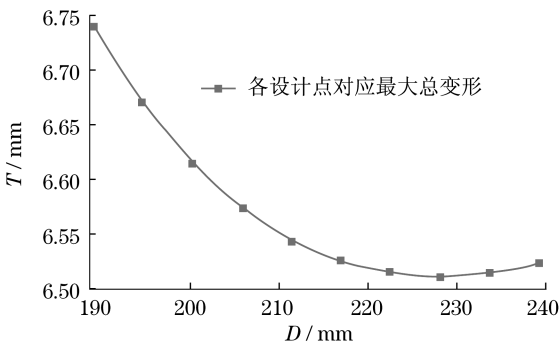


图 7 刀轴外径与最大总变形关系曲线
Fig.7 Curve of outer diameter vs maximum deformation

4.3 提出优化设计方案

通过以上分析,对原刀轴的部分尺寸进行修改,将轴端内径从初始的 100 mm 改为 80 mm,将轴端外径从初始的 200 mm 改为 230 mm.并以上刀轴为例,对优化后的刀轴进行再一次有限元力学分析,得出分析结果:刀轴最大应力为 7.2 MPa(优化前,最大应力为 8.1 MPa),最大变形为 0.006 5 mm(优化前,最大变形为 0.007 9 mm),比原刀轴的应力分布和变形都有了改善.

5 结束语

通过理论计算分析和有限元力学分析这两种方法,对圆盘剪刀轴进行了强度、刚度的分析计算,找出了刀轴的薄弱环节.重点分析了刀轴轴端变形对刀片侧向间隙和重叠量的影响,并利用 Ansys Workbench 对刀轴进行优化分析、设计,提出更佳的设计方案.与理论计算相比,利用 Ansys Workbench 进行有限元分析更为直观、方便,不仅能快速得到刀轴的应力、应变分布和变形、位移情况,而且能够直观地找出刀轴的最薄弱环节,并能进行进一步结构优化设计,为以后的产品设计提供参考依据.

参考文献:

[1] 邹家祥. 轧钢机械[M]. 北京:冶金工业出版社,2000.
[2] 刘培鄂. 圆盘式剪切机剪切力计算[J]. 钢铁,1996,31(8):55-60.
[3] 刘鸿文. 材料力学[M]. 北京:高等教育出版社,2004.
[4] 凌桂龙,丁金滨,温正. Ansys Workbench 13.0 从入门到精通[M]. 北京:清华大学出版社,2012.
[5] 李晓燕,王卫荣. 压铸机合模机构的优化设计[J]. 上海理工大学学报,2000,22(2):175-179.

(编辑:石 瑛)