# 提高中板剪切机剪切能力的技术研究

宋章明[1],杨永军[2]
(1. 南京钢铁集团有限公司 机动处,江苏 南京 210035)
(2. 江苏省机械研究设计院 液压技术研究所,江苏 南京 210012)

**摘要**:介绍了提高中板剪切机剪切能力的技术研究思路和方法,依据剪切机实际受载工况和承载能力,综合分析了理论计算结果和现场测试数据,提出了剪切机的薄弱环节,并确定了设备改造的方案,为剪切机的改造实施提供了科学依据。

**关键词**:剪切能力;理论计算;现场测试;改造方案
**中图分类号**:TG333.2+1 **文献标识码**:A **文章编号**:1007-9483(2002)01-0013-03

## Research on the Adaptability of the Plate Cutting Machine

SONG Zhang-ming[1], YANG Yong-jun[2]
(Nanjing Iron and Steel Group, Jiangsu Nanjing, 210035)
(Jiangsu Institute of Machinery Research and Design, Jiangsu Nanjing, 210012)

**Abstract**: It puts forward a method to improve the adaptability of plate cutting machine. According to the load case and carrying capability, it analyzes the calculation results and test data, shows the weakness of the machine, defines the refit project.

**Key words**: Cutting Capability, Calculation, Test, Refit Project

南京钢铁集团有限公司中板厂1#、2#和3#剪切机用于在线剪切钢板头尾和侧边,原设计剪切钢板最大厚度为22mm(普碳钢)和20mm(低合金钢)。为了满足和适应市场的需求以及进一步扩大产品规格和海外市场,大量需求20mm~27mm规格的钢板,改造前对于此类钢板大多以火焰切割成成品板后交付客户,其成本高、效率低、能耗大、外观差。为此我们需要对3台剪切机进行提高剪切能力的技术研究。为使现有的剪切机能够达到剪切普板≤27mm、低合金板($\sigma_b$=700MPa)≤25mm的能力,我们结合剪切机实际受载工况和承载能力,对剪切机传动系统进行强度校核计算,对主要零、部件进行有限元计算,并进行现场测试,然后在此基础上根据实际生产要求和改造时的受限条件,确定设备改造的方案,为剪切机的改造实施提供科学依据。

## 1 剪切机传动系统主要零、部件强度计算分析

### 1.1 计算预定剪切厚度为25mm钢板的剪切力(超额定负荷)

#### 1.1.1 剪切机传动系统

如图1所示,剪切机传动是由电动机驱动的三级传动系统,其输入级为皮带传动,中间级和输出级均为齿轮传动,输出级经离合器给偏心轮轴传递动力,并由两个偏心轮带动上刀台作往复直线运动,以实现剪切过程。

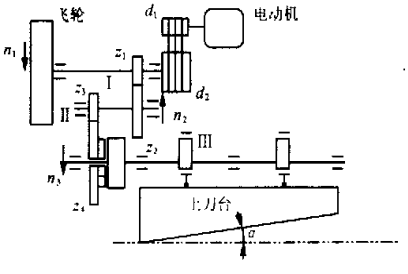



图1 剪切机传动系统

#### 1.1.2 总剪切力计算

a. 采用斜刃剪剪切力的经典计算方法——采利柯夫公式[1],其式如下:

$$P = K_1K_2K_3n\varepsilon_0\sigma_b\frac{h^2}{\tan\alpha} \quad (1)$$

式中:$K_1$为钝刃系数,取$K_1$=1.2;$K_2$为板料最大单位剪切阻力与其强度限之比,取$K_2$=0.7;$K_3$为倾角系数,由$\alpha$=4°10′42″,取$K_3$=1.2;$n$为板料单位剪切功与最大单位剪切阻力之比,取$n$=0.78;$\varepsilon_0$为相对切入深度,取$\varepsilon_0$=1.25$\delta_5$,其中$\delta_5$为板材的延伸率;$\sigma_b$为板料强度限,取$\sigma_b$=700MPa;$h$为剪切板厚,对于Q235A取为27mm;对于16Mn及Q390C取为25mm。

b. 小剪刃附加力,由平刃剪剪切力计算公式[2]计算:

$$P_{z\max} = 0.6K\sigma_b F_{\max} = 0.6\times 1.3\times\sigma_b\times h\times b \quad (2)$$

式中$b$为所剪板料边丝宽度。

### 1.2 剪切机传动系统的强度计算

在额定负荷和预定负荷作用下,用工程力学的方法对传动系统中的轴类、齿轮类、轴承类、键类和齿轮箱连接螺栓进行强度校核和计算,并包括离合器的校核。

### 1.3 飞轮力矩及电机容量的计算

在额定和预定负荷作用下,计算传动系统中的飞轮力矩及电机负荷。

## 2 剪切机主要零件的有限元计算分析[3]

### 2.1 机架的有限元计算

**收稿日期**:2001-10-20

**作者简介**:宋章明(1969-),男,江苏南京人,南京钢铁集团有限公司工程师,硕士,主要从事设备技术管理工作

万方数据

**2.1.1** 模型的建立方法

为全面地了解机架的工况，模型的加载和边界条件分成 4 种情形，他们分别是：工况 1，3# 剪剪切到尾部时；工况 2，1# 剪剪切到尾部时；工况 3，1# 剪剪切到中部时；工况 4，3# 剪进入剪切时，其主轴孔的支反力和 C 型架作用在机架上的支反力均由理论计算得到。机架的约束情况：左右 2 个机架底平面的节点为 3 个自由度全部约束，下剪床横梁底面的节点仅垂直方向自由度被约束。

**2.1.2** 计算结果分析

a. 从表 1、表 2 所示可知，在剪切 25mm 低合金钢板或 27mm 普板时，机架静强度裕度有一定余量，安全系数最小不小于 3.3，因此机架是安全的，并且其刚性较大，能满足工艺要求。

**表 1　机架有限元计算最大应力 $\sigma_{r4}$ 及其所在位置**

| 工况 | 节点号 | 坐标 $(x,y,z)$ | $\sigma_{r4}$/MPa | 位置 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 3616 | (1.856,1.234,0.32) | 58.282 | B |
| 2 | 10494 | (1.92,1.26,4.62) | 82.044 | C |
| 3 | 4617 | (2.633,3.265,0.393) | 56.718 | A |
| 4 | 7047 | (1.856,1.234,4.3) | 45.417 | C |

**表 2　机架有限元计算最大变形及其所在位置**

| 工况 | 节点号 | 坐标 $(x,y,z)$ | 变形 $(\Delta x,\Delta y,\Delta z)$ /10 $^{-4}$m | 位置 |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 5436 | (2.878,4.032,2.335) | (-3.906,7.675,0.010) | D |
| | 4655 | (2.633,3.302,0.43) | (-6.036,5.315,0.201) | E |
| 2 | 5436 | (2.878,4.032,2.335) | (-4.454,9.761,4.791) | D |
| | 6093 | 2.633,3.365,4.19 | (-8.173,7.051,4.69) | F |
| 3 | 5436 | (2.878,4.032,2.335) | (0.926,8.594,2.683) | D |
| | 5992 | (2.633,3.315,4.14) | (3.048,3.61,1.677) | F |
| 4 | 5436 | (2.878,4.032,2.335) | (-2.661,7.489,1.732) | D |
| | 6790 | (2.98,3.185,4.24) | (4.986,5.619,1.355) | F |

注：A 为上横梁右侧过渡圆弧处；B 为右机架下虎口上部过渡圆弧处；C 为左机架下虎口上部过渡圆弧处；D 为横梁最高点；E 为上横梁和右机架连接处；F 为上横梁和左机架连接处。

b. 机架下横梁变形情况。从理论计算上看，其最大变形近 1mm，且实际上 2# 剪下横梁在剪切过程中横向位移较大（即让刀现象较严重），这样对剪切质量影响较大。

**2.2** 上剪床有限元计算

**2.2.1** 上剪床计算模型建立方法

因上剪床最恶劣的工况为剪切载荷作用在其中间位置，则其边界条件是载荷分别加在剪床与连杆铰接处和剪刃中部。

**2.2.2** 计算分析

**表 3　上剪床最大应力 $\sigma_{r4}$、最大变形及所在位置**

| 节点号 | 坐标 $(x,y,z)$ | $\sigma_{r4}$/MPa | 变形 $(\Delta x,\Delta y,\Delta z)$ /10 $^{-4}$m | 位置 |
|---|---|---|---|---|
| 1747 | (0.0,1.115,2.033) | 35.848 | | 均发生在上 |
| 1915 | (0.0,1.115,2.158) | 35.686 | | 剪床最高点 |
| 1754 | (0.275,1.115,2.033) | | (-2.909,5.222,-0.189) | 剪床最高点处 |

从表 3 所示可见，上剪床应力水平较低，其静强度裕度较大，安全系数最小为 7.5。因此上剪床在剪切预期厚度的钢板是安全的；上剪床刚性较大，满足工艺要求。

**2.3** C 型支架有限元计算

**2.3.1** C 型支架计算模型建立方法

选用了三维实体单元，并在边界上都安排节点，而 C 型支架与机架牌坊之间有两处连接，并有 3 处轴承座的支反力作用在 C 型支架上，因而与机架连接处和轴承座支反力共同形成了 C 型架的有限元计算边界（如图 2 所示）。

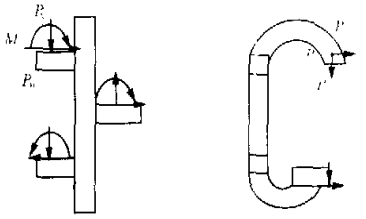



图 2　C 型机架边界条件示意图

**2.3.2** 计算结果分析

**表 4　C 型支架最大应力及变形情况**

| 工况 | $\sigma_{r4}$/MPa | 位置 | 最大变形/mm |
|---|---|---|---|
| 1 | 109 | 大齿轮托架的根部 | 0.51 |
| 2 | 121 | C 型支架的下部过渡圆弧处 | 0.44 |
| 3 | 110 | C 型支架的下部过渡圆弧处 | 0.22 |
| 4 | 67 | C 型支架的上部过渡圆弧处外侧 | 0.19 |

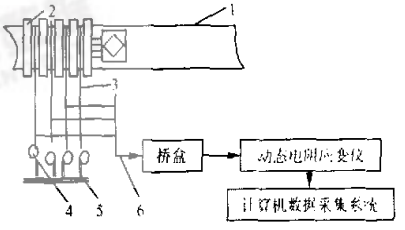
由表 4 所示可知，在剪切预定厚度时静强度有一定的安全裕度，其最安全系数不小于 2.2。因此 C 型支架在剪切预定厚度时基本是安全的。

## 3　剪切机现场综合测试[4]

为进一步了解剪切机的实际受载工况和承载能力以及验证理论计算的可靠性，对 1# 纵剪机进行了综合测试。测试的主要参数有：主轴的扭矩 $M$（大轴）；飞轮的转速降 $\Delta n$；剪切机机架动应力测定；电动机电流测定；试验钢板的温度、材料、规格等。

主要参数测试原理及方法如下：

a. 传动系统扭矩 $M$ 的测定。采用电阻应变测量方法，组桥方案选用能消除该轴段所承受的附加弯矩作用的影响，其测试简图如图 3 所示，扭矩标定采用电阻应变仪的电标定。




1. 主轴　2. 滑环　3. 电刷　4. 绝缘弹簧
5. 支架　6. 四芯屏蔽电缆

图 3　扭矩测试简图

b. 飞轮转速降的测定

采用光电转速传感器测定飞轮在整个剪切过程中的转速变化情况。

c. 机架动应力的测定。

在机架三维有限元分析计算的基础上，分别选择了两个典型测点进行机架实际动态应　图 4　机架动应力测点布置

万方数据

力的测定，其测点布置如图 4 所示。测定方法是借助在测点粘贴应变花，同时测出 3 个方向应力应变，通过计算可得该处的主应力大小和方向，应力标定采用应变仪电标定。

d. 电动机电流的测量。采用钳型表测量在整个剪切过程中的空转电流、最大电流。

剪切机现场综合测试主要数据见表 5、表 6。

**表 5 主轴扭矩、飞轮转速降、电动机电流的测试数据**

| 扭矩($M_{max}$) | 扭矩($M$) | $\Delta n_{min}$ | $\Delta n_{max}$ | 空转电流 | 最大剪切电流 |
|---|---|---|---|---|---|
| 86.5kN·m | 82.7kN·m | 6.5% | 10.9% | 3A | 53A |

注：表中 $M_{max}$ 为最大扭矩；$M$ 为平均扭矩；$\Delta n_{max}$ 为最大转速降；$\Delta n_{min}$ 为最小转速降。本测试条件：钢种 16Mn；规格 20mm；室温。

**表 6 机架动应力测试数据**

| 位置 | 平均应力 | | | 最大应力 | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | $\sigma_1$/MPa | $\sigma_2$/MPa | $\alpha_0$/(°) | $\sigma_1$/MPa | $\sigma_2$/MPa | $\alpha_0$/(°) |
| 虎口处 | 25.5 | 7.8 | 22.5 | 27.0 | 8.5 | 22.5 |
| 平面处 | 9.66 | 1.89 | -27.7 | 10.5 | 1.47 | -25.9 |

注：本测试条件为钢种 16Mn；规格 20mm；室温。

## 4 综合分析结果

在剪切 25mm 低合金钢板和剪切 27mm 普板时，剪切机存在如下几方面的薄弱环节：

a. 两级齿轮的疲劳强度可靠性偏低，甚至不能满足长期运转要求；

b. 在 1# 和 3# 剪的小剪刃参加工作时主轴强度不够，中间轴、飞轮轴的疲劳强度稍不足；

c. 飞轮轴楔键、中间轴半键和偏心轮楔键强度校核均不通过；

d. 电动机的过载校核不通过，飞轮作用没有发挥出来；

e. 原输入级皮带传动，传递扭矩校核不通过；

f. 下横梁横向刚度较低，直接影响剪刃间隙大小，对剪切不利。

为提高剪切机剪切能力，根据上述分析结果，并考虑到剪切机改造的受限条件和改造费用，现提出以下改造建议：

a. 提高两级齿轮强度。建议在加工齿轮备件时成对地取消变位，并将大齿轮材质改为合金铸钢，这样安全系数可提高 22%。

b. 提高轴类零件的强度。针对主轴，一方面限制剪边宽度(最好不超过 50mm 宽)，同时建议将小剪刃改为斜刃剪，其角度必须大于或等于大斜刃剪的角度；另一方面可建议改主轴材质为合金钢，例如 35CrMo，其调质处理后强度很高。

c. 键类连接的改造方案。对于飞轮轴楔键及大皮带轮平键建议将原结构改为双结构；中间轴两齿轮处均应改双键并采用标准(GB1565－79)中推荐值；偏心轮楔键增大宽度。

d. 滑动轴承轴套材质的改进。为了提高滑动轴承承载能力，其材质建议改为 ZQAl10Fe3。

e. 提高电动机的容量，并在电机更换后设法使其机械特性变软，以充分利用飞轮能力。

f. 输入级皮带轮的改造。为提高传动能力，降低改造费用，建议选用 25N 型窄 V 带。

g. 对下横梁的结构及安装固定方式进行适当改进，以提高下横梁的刚度，提高剪切质量。

## 5 结束语

在同样工况下，有限元计算值与实测值基本相同或接近，这说明用有限元计算来核算各部分的强度其结果是安全、可靠的。

本项目的技术研究已达到预期的研究目的，为下一步剪切机的改造提供了科学依据。

按照上述的改造方案和建议，若能实施，则该剪切机的剪切能力必将达到一个新的水平。此外，在降低成本、提高工作效率和经济效益方面的成果也是显而易见的。

**参考文献：**

[1] 武汉钢铁设计研究院．板带车间机械设备设计[M]．北京：冶金工业出版社，1987.
[2] 邹家祥．轧钢机械[M]．北京：冶金工业出版社，1999.
[3] 康贵信，邹家祥．有限元法及其在冶金机械中的应用[M]．北京：冶金工业出版社，1991.
[4] 黎景全．轧钢工艺参数测试技术[M]．北京：冶金工业出版社，1984.

(上接第 12 页)

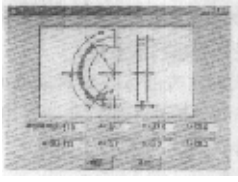




图 2 零件参数输入形式 图 3 计算与校核界面形式

用户根据系统提示输入零件的特征参数。点击“继续”按钮，提示用户进行相关设计计算与核核，如计算某制动蹄面最大压力，则界面显示形式如图 3 所示。

计算完成后，系统询问用户下一步进行内容：如选择三维实体建模，且进行有限元分析，则系统首先将设计的结构参数传入 MDT 三维设计环境，形成实体图，然后启动 SAP5 分析软件进行制动蹄有限元分析。在增加相应的载荷和约束后，系统开始计算，并最终显示制动蹄的应用分布云图，如图 4 所示。



图 4 制动蹄应力分布云图

**参考文献：**

[1] 陈效华，刘 震，徐 诚．一种基于参数化的枪械外形设计策略[J]．兵工学报，2000(2)：13－16.
[2] 张宏欣．汽车设计[M]．北京：机械工业出版社，1997

万方数据