

装备与成套技术

钢丝帘布裁断机上机架静力学分析与二级优化

赵子瑞¹, 欧哲学^{1,2}, 黄光展²

(1. 桂林理工大学 机械与控制工程学院, 广西 桂林 541006; 2. 桂林中昊力创机电设备有限公司, 广西 桂林 541000)

摘要: 分析钢丝帘布裁断机裁剪过程中上机架的受力情况, 对其进行静力学仿真, 得出了裁剪的帘布产生毛刺的主要原因为: 安装裁刀部分在 z 轴方向上过大的形变量使得裁剪间隙增加过多, 导致裁剪的帘布中间部分有毛刺, 并得出了上机架 z 轴方向的许用形变量为 0.020 mm。对上机架进行模态分析, 验证了其振动的可靠性。为了解决毛刺问题, 对上机架进行拓扑优化-尺寸优化-二级优化, 拓扑优化并重新建模后, 对其各个尺寸进行灵敏度分析, 选择了 5 个对质量和安装裁刀部分 z 轴方向形变量影响较大的尺寸进行优化设计, 将安装裁刀部分 z 轴方向最大形变量降低 28.53%, 所受最大等效应力减小 59.81%, 质量减轻 167 kg, 改善了帘布产生毛刺的情况。

关键词: 轮胎生产; 裁断装置; 剪切力; 毛刺; 结构优化

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2025.01.022

中图分类号: TH122

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2025) 01-0176-08

Static analysis and secondary optimization on upper frame for steel wire cord cutting machine

Zhao Zirui¹, Ou Zhexue^{1,2}, Huang Guangzhan²

(1. College of Mechanical and Control Engineering, Guilin University of Technology, Guilin 541006, China;

2. Guilin Zhonghao Mech & Elec Equipment Co., Ltd., Guilin 541000, China)

Abstract: The force situation of the upper frame during the cutting process of the steel wire cord cutting machine was analyzed, and the static simulation was conducted. Then, it was found that the main reason for the burrs on the cut cord was that the excessive deformation amount in the z -axis direction of the cutting blade installation increased the cutting gap too much, resulting in burrs in the middle part of the cut cord, and the allowable deformation amount in the z -axis direction of the upper frame was determined to be 0.020 mm. Furthermore, the modal analysis was conducted on the upper frame to verify its vibration reliability, and the two-level optimization of topology optimization and size optimization was carried out on the upper frame to solve the problem of burrs. After the topology optimization and remodeling, sensitivity analysis was conducted on its various dimensions, and five dimensions that had a significant impact on the quality and z -axis deformation amount of the cutting blade installation were selected for optimization design. The results show that the maximum deformation amount in the z -axis direction of the cutting blade installation is reduced by 28.53%, the maximum equivalent stress is reduced by 59.81%, and the weight is reduced by 167 kg, which improves the occurrence of burrs on the cord.

Key words: tire production; cutting device; shear force; burr; structural optimization

裁断机是子午线轮胎生产中的重要机械, 其中, 裁断装置是裁断机的核心部分, 而上机架受到的剪切力又是裁断装置稳定性和工作性能的重要影响因素, 上机架的形变量过大, 会导致裁剪的钢丝帘布出现毛刺或裁剪不断的现象, 影响产品质量。分析

裁剪钢丝帘布过程中上机架的受力情况十分重要, 可为提高裁刀使用寿命、采取相关措施提供参考依据^[1], 降低裁断装置的故障频率。

裁断装置分为圆盘式裁断装置和铡刀式裁断装置。圆盘式裁断装置在工作时只裁剪几根钢丝, 剪切力相对较小, 而且具有较高的经济性, 易于维护, 因此, 之前国内此类设备的生产厂家大多采用圆盘式裁断装置^[2], 但是圆盘刀裁剪时会受到一个横向的力, 使得裁剪出的钢丝帘布的质量较差, 且效率不高, 已经被逐步淘汰。虽然铡刀式裁断装置工作时裁刀受到的剪切力远超过圆盘式, 但能保证钢丝

收稿日期: 2024-04-17; 修订日期: 2024-07-25

基金项目: 广西科技计划项目 (桂科 AB22035041)

作者简介: 赵子瑞 (1999-), 男, 硕士研究生

E-mail: 2720334595@qq.com

通信作者: 欧哲学 (1969-), 男, 硕士, 高级工程师

E-mail: ouzhexue888@163.com

帘布具有更好的裁剪效果, 随着我国工业的发展, 对钢丝帘布的质量要求也不断提高, 所以国内厂商也紧跟国际高端市场, 开始广泛使用铡刀式裁断装置, 但相较于国外的裁断装置, 还有很大差距, 仍有改进的必要。

1 裁断装置工作原理与结构

小角度钢丝帘布裁断机的主要结构分为导开工位、裁断工位、拼接工位、储料工位、纵裁工位、贴边工位和卷曲工位^[3]。其中, 铡刀式裁断装置是将整条轮胎帘布裁剪成小段的装置, 裁断装置的性能直接影响整个生产线的产品质量。

斜刀铡刀式裁断装置主要部件有上机架、底座、连杆、裁刀、压布装置、电机、曲柄轴、飞轮和减速机等, 如图1所示。

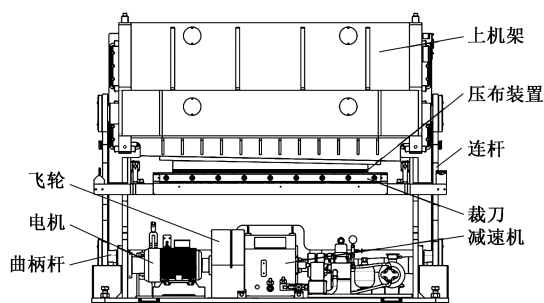


图1 裁断装置结构

Fig. 1 Cutting device structure

电机带动曲柄轴转动, 曲柄轴和连杆形成曲柄连杆滑块机构, 带动上机架沿导轨做上下往复运动, 实现裁剪动作; 压布装置在裁剪过程中用来固定帘布, 保证帘布被裁剪时不窜动; 减速箱是用来控制曲柄轴的旋转速度和电机与曲柄轴是否连接的关键部件, 当执行裁剪动作时, 减速箱液压离合器连通, 电机与曲柄轴连接, 带动曲柄轴进行旋转, 完成一次裁剪和回位动作。当裁剪动作完成后, 减速箱液压离合器断开, 电机与曲柄轴断开连接, 这时曲柄轴与上机架抱死在上位, 而电机依然工作, 动能传导至飞轮, 实现能量的储存并保障工作的平稳进行, 其传动系统如图2所示。

2 剪切力分析

裁断装置工作时利用上下裁刀对钢丝帘布进行挤压以完成对帘布的裁剪, 其工作原理如图3所示。

裁断装置裁剪的过程即为钢丝帘布发生塑性变

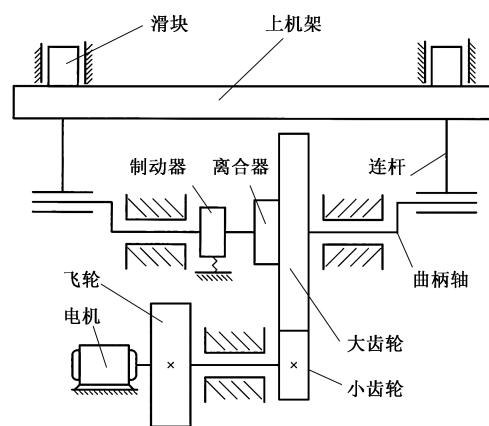


图2 传动系统

Fig. 2 Drive system

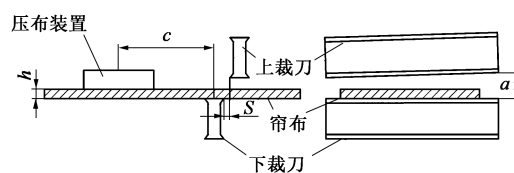


图3 裁剪原理图

Fig. 3 Schematic diagram of cutting

形的过程。在裁刀与钢丝帘布的接触初期, 裁剪面积相对较小, 只有很小一部分裁刀压入钢丝帘布, 剪切力也小于钢丝帘布的抗裁剪能力, 因此帘件只发生局部塑性变形, 上裁刀逐渐压入材料, 使其产生变形; 随着上裁刀的切入, 材料的状态处于塑性变形过程, 钢丝帘布受到的剪切力逐渐增大, 当超过被剪开的临界点后, 钢丝帘布发生断裂, 这时裁剪面积增大, 随着剪切力的增大, 最终钢丝帘布会产生滑移现象, 称为裁剪滑移过程; 到快裁剪完成时, 作用面积逐渐减小, 随着剪切力的不断降低, 最终裁剪完成, 剪切力减小至0, 剪切过程结束^[4]。

影响剪切力的因素有很多, 其中, 裁剪角和裁剪间隙是决定裁剪时剪切力的关键因素, 而且裁剪角和裁剪间隙也影响裁剪钢丝帘布的质量。裁剪钢板时的剪切力 P 为^[5]:

$$P = 0.6kR_m A \frac{h^2}{\tan \alpha} \left[1 + Z \frac{\tan \alpha}{0.6A} + \frac{1}{1 + 10A/(R_m \gamma_0^2 x_0)} \right] \quad (1)$$

式中: R_m 为钢板材料的抗拉强度, 为 1400 MPa; A 为钢板材料的伸长率, 为 0.20; h 为钢板的厚度, 为 1.8 mm; k 为裁刀磨钝系数, $R_m < 1000$ MPa 时, $k = 1.15 \sim 1.20$, $R_m = 1000 \sim 1500$ MPa 时, $k = 1.5$,

$R_m = 1500 \sim 2000 \text{ MPa}$ 时, $k = 2.0$; a 为斜刃倾斜角度, 为 1.6° ; Z 为弯曲系数, 为 0.95 ; x_0 为压料脚距离的相对值, $x_0 = c/h$; c 为压布装置中心位置到下裁刀中心位置的距离; y_0 为裁剪侧向间隙相对值, $y_0 = S/h$; S 为裁刀之间的间隙, 为 0.01 mm 。

钢丝帘布是由橡胶包裹的一排由几十根钢丝编成的钢丝股排列组成, 如图 4 所示。橡胶相较于钢丝的硬度差距过大, 可忽略不计, 而钢丝相较于钢板, 实际剪切力不大, 裁剪钢丝帘布时应乘一个裁剪系数 $\lambda^{[6]}$, 此系数可用钢丝股的面积除以帘布截面积得到, 即:

$$\lambda = \frac{\pi R^2}{4D^2} \quad (2)$$

式中: D 为钢丝股直径, mm ; R 为钢丝直径, mm 。



图 4 钢丝帘布

Fig. 4 Steel wire cord

将计算出的裁剪钢板的剪切力乘以裁剪系数 λ , 得到裁剪钢丝帘布的剪切力为 37387 N 。

此外, 在裁剪过程中由于上下裁刀的裁剪, 对帘布又施加了一个扭转力矩, 如图 5 所示, 随着裁刀裁入帘布, 帘布翻转角度 θ 不断增大, 这个过程也对裁刀产生了一个横向拉力 T , 直到与裁剪力矩平衡 ($\lambda P x_1 = T x_2$, 其中, x_1 为裁剪力臂, x_2 为拉力力臂) 时停止转动, 当裁剪稳定时横向拉力为^[7]:

$$T = \lambda P \cdot \tan \theta \quad (3)$$

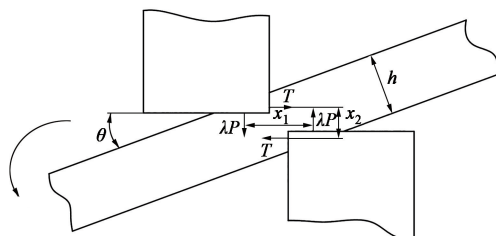


图 5 扭转力矩示意图

Fig. 5 Schematic diagram of torsional moment

经测量, 帘布的最大旋转角度为 $20^\circ \sim 25^\circ$, 计算得到 T 最大为 17434 N 。由于横向力作用于上机架, 使得其产生形变, 若上机架形变量过大, 导致

裁剪间隙增大, 裁剪的帘布会有毛刺产生, 如图 6 所示^[8]。



图 6 帘布毛刺

Fig. 6 Burr on cord

3 上机架受力分析及优化

3.1 受力分析

对铡刀式裁断装置的上机架进行有限元分析, 使用 Ansys Workbench 对其上机架进行静力学仿真, 分析其裁剪过程中的形变情况和受力情况。

裁断装置的上机架为焊接件, 为了简化仿真分析, 忽略焊接部分对上机架的影响, 将上机架看作一个整体进行仿真研究, 如图 7 所示。另外, 在软件中对模型的倒角、圆角和小螺纹孔等对受力仅有很小影响的部分进行删除, 简化处理后划分网格。上机架采用 Q345 钢焊接生产, 材料参数如表 1 所示。

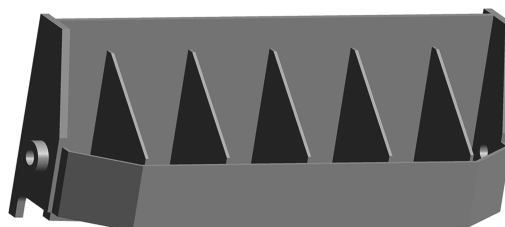


图 7 上机架模型

Fig. 7 Upper frame model

表 1 上机架材料参数

Table 1 Material parameters of upper frame

参数	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比	屈服强度/ MPa	切线模量/ MPa
数值	7850	210	0.288	345	2100

为了减少计算时间, 只对重要部分做网格加密处理, 其余部分可以适当降低网格的质量。所以只对安装裁刀部分、连接法兰和滑轨部分进行了网格加密处理。最终划分了 65739 个节点, 生成了 34373 个单元。

裁刀和钢丝帘布的接触部分随时都在变化, 使

得上机架所受的剪切力从低位到高位等速推进。为了模拟这一过程,通过添加多个载荷的方式来模拟剪切力的移动。裁剪帘布时,刀刃和布料之间为线接触^[9],上刀刃与被剪板料的接触如图8所示,接触长度 H 为:

$$H = \frac{h}{\sin \alpha} \quad (4)$$

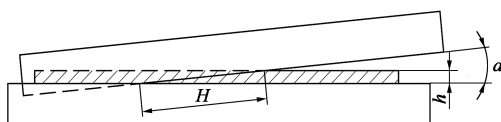


图8 裁剪接触长度示意图

Fig. 8 Schematic diagram of contact length during cutting

所以,每步添加的载荷范围均要小于长度为 H 的区域,其中, y 轴方向的载荷为垂直方向的剪切力, z 轴方向的载荷为横向推力,每步结束后载荷移动至下一区域,并删去结束步数的载荷,直至移动至最左端。

上机架的运动是由连杆和曲柄轴带动的往复运动,由滑块来保障上机架做上下直线运动,连接轴与法兰采用冷装,二者为过盈配合,处于锁死状态,所以还需要添加连杆和滑块带来的限制。上机架的滑块区域只保留 y 轴方向的自由度,设置法兰内侧为固定支撑。

对上机架裁剪厚度为 1.8 mm 的钢丝帘布过程进行仿真分析。整个裁剪过程中形变量随裁剪位置变化而变化,最大形变量为 0.0323 mm,发生在裁剪到中间位置处时,其形变量云图如图9所示,所受应力主要集中于安装裁刀部分、法兰部分和与滑块连接部分,最大值为 11.15 MPa,如图10所示,取安全系数为 1.34,许用应力 $[\sigma] = 345/1.34 \text{ MPa} = 257 \text{ MPa}$,远高于其所受应力。

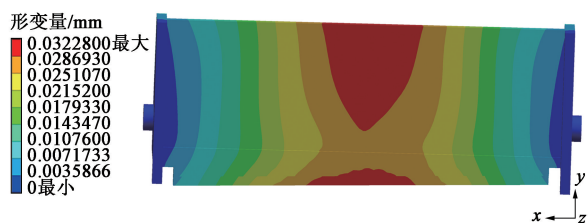


图9 裁剪到中间位置处时的形变量云图

Fig. 9 Deformation amount nephogram when cutting at middle position

通过对上机架的静力学分析可以看出,裁剪过程中上机架有内凹的形变现象,其裁刀安装部分的最大形变出现在裁剪到中间位置时,帘布产生毛刺



图10 裁剪到中间位置时的等效应力云图

Fig. 10 Equivalent stress nephogram when cutting at middle position

的位置也是集中于中间部分,长度为 2.0~2.5 m,而两端裁剪情况良好。

为了验证有限元分析的可靠性,现通过电桥应变片实验对上机架在垂直方向和水平方向的形变量进行测量。

采用 1/4 桥应变片进行实验,测量裁剪帘布时的形变量。根据前文对上机架的静力学分析,选取上机架主梁底部靠近安装裁刀的位置和主梁侧面靠近安装裁刀的上侧位置进行测试,测量点以中心对称、相互间隔 400 mm 分布,去除测量点表面油漆并进行清洁,粘贴应变片进行测试,测试 5 次取平均值,测试现场如图11所示。

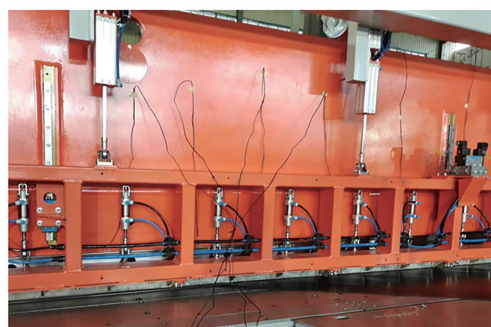


图11 测试现场

Fig. 11 Test site

上机架形变量的仿真和实验结果如图12所示。根据上述的分析可以得出,中间位置毛刺产生的主要原因为上机架安装裁刀部位 z 轴方向形变量过大,导致裁剪间隙增加过大。通过对比两侧裁剪帘布时上机架的形变量情况可知,安装裁刀部位的 z 轴方向形变量小于 0.023 mm 左右时,裁剪质量较好。考虑到裁刀磨损后剪切力增大,随着横向推力的增大,故需增加 15% 的预留量, z 轴方向最大形变量需小于 0.020 mm。为了满足裁剪要求,对上机架进行优化设计,以减小其安装裁刀部位的 z 轴方向形变量。

3.2 模态分析

上机架作为裁断装置的关键工作部分,除了要

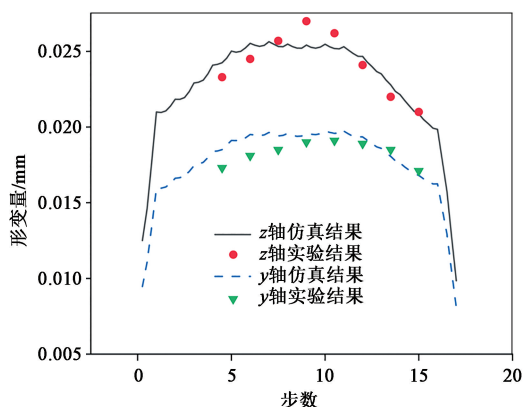


图 12 上机架形变量分布曲线

Fig. 12 Deformation amount distribution curves of upper frame

进行受力分析外,还要对改进后的上机架进行模态分析。通过模态分析可以得到机床在不考虑外界条件下的固有频率和振型,使设计结构更加合理、稳定,并且能避免在特定频率下产生共振而对机构造成损坏^[10],否则可能导致上机架在裁剪过程中有较大的振动,影响裁断装置的稳定性。

上机架与连接轴为锁死状态,其他受力对上机架模态分析几乎无影响,因此可忽略,只添加两法兰内侧的固定支撑约束,即上机架模态分析唯一有效的载荷。求解上机架前两阶模态振型如图 13 所示,上机架前六阶振幅情况如表 2 所示。

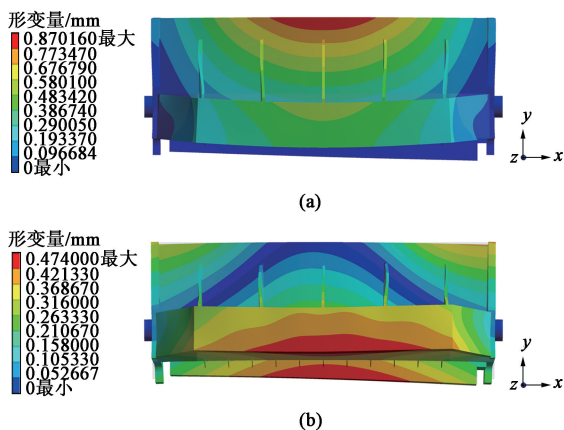


图 13 上机架前两阶振型

(a) 一阶振型 (b) 二阶振型

Fig. 13 The first two vibration modes of upper frame

(a) First order vibration mode (b) Second order vibration mode

裁剪过程中的振动频率要避免在上机架共振频率附近。当频率为 38.58 Hz 时,形变主要发生在机架的上梁处,对裁剪过程产生影响。此型号裁断装置的最大裁剪频率为 24 Hz,工作频率远小于一阶频率,满足工作要求。同时,也要避免外界环境中

表 2 上机架振幅情况

Table 2 Amplitude conditions of upper frame

阶数	频率/Hz	振幅/mm	振型
一阶	38.58	0.87	上机架沿 x 轴转动
二阶	73.27	0.47	上机架沿 x 和 z 轴跳动
三阶	81.27	0.95	上机架沿 x 轴摆动并沿 z 轴跳动
四阶	105.69	0.46	上机架沿 x 轴扭动
五阶	135.75	1.41	加强筋在 x 方向波动
六阶	142.14	1.50	加强筋在 x 方向波动

其他频率接近上机架的共振频率。

3.3 结构优化

为了提高上机架的性能,改善裁剪出现毛刺的情况,采用拓扑优化后尺寸优化的二级优化方法对上机架进行优化设计^[11],以提高刚性和工作性能。

首先对上机架进行拓扑优化,去除对上机架强度影响较小的特征,如螺纹和安装孔。将法兰、滑块和裁刀安装部分保留,为非优化区域,其余部分为优化目标,刚度最大化作为优化目标函数,保留 80% 体积作为响应约束。采用 Solid Isotropic Material with Penalization 法对其求解,其数学模型为:

$$\begin{cases} \text{find: } \rho_i = [\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_n] \\ \text{min: } C(\rho_i) = \mathbf{U}^T(\rho_i) \mathbf{K}(\rho_i) \mathbf{U}(\rho_i) \\ \text{s. t. } V^*(\rho_i) < fV(\rho_i) \\ \mathbf{F}(\rho_i) = \mathbf{K}(\rho_i) \mathbf{U}(\rho_i) \\ 0 < \rho_{\min} \leq \rho_i \leq \rho_{\max} \leq 1 \end{cases} \quad (5)$$

式中: ρ_i 为设计变量, $i=1, 2, \dots, n$; n 为设计变量总数; $C(\rho_i)$ 为结构柔度; $\mathbf{U}(\rho_i)$ 为位移向量; $\mathbf{K}(\rho_i)$ 为结构刚度; $V(\rho_i)$ 与 $V^*(\rho_i)$ 为优化前、后的体积; f 为保留体积系数; $\mathbf{F}(\rho_i)$ 施加的载荷矩阵; ρ_{\min} 为设计变量下限; ρ_{\max} 为设计变量上限。

拓扑优化迭代 16 次后的求解结果如图 14 所示,其结果无法工业化生产,所以对其进行可生产化设计:削减部分加强筋、主板和两侧板,去除前侧挡板,并将底板改为有角度的斜板,之后对拓扑优化后的上机架作进一步尺寸优化。

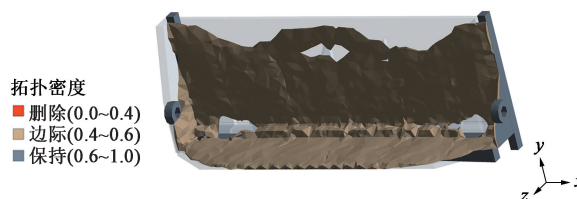


图 14 拓扑优化结果

Fig. 14 Topology optimization result

为了减少优化的工作量,需要先对各个尺寸进行灵敏度分析,如图15所示,其中,一些尺寸由于需要与其他零件进行配合,如法兰和裁刀安装部分、部分焊接加工部分,尺寸无法改变,所以对对这些尺寸对形变量的影响不做分析。使用 Workbench 中的 Design Exploration 优化模块拟合响应面,分析设计变量与响应的关系^[12]。

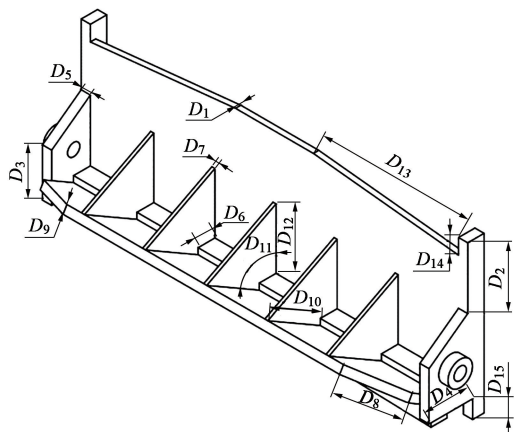


图15 上机架的尺寸

Fig. 15 Dimensions upper frame

对主板厚度 D_1 、侧板距最高点尺寸 D_2 、侧板前侧高度 D_3 、侧板长度 D_4 、侧板厚度 D_5 、主梁厚度 D_6 、加强筋厚度 D_7 、斜板倒角长度 D_8 、斜板厚度 D_9 、斜板宽度 D_{10} 、斜板角度 D_{11} 、加强筋高度 D_{12} 、主板开口长度 D_{13} 、主板开口高度 D_{14} 和斜板距侧板最下部分尺寸 D_{15} 进行灵敏度分析,如图16所示。根据灵敏度分析, D_6 、 D_9 、 D_{10} 和 D_{11} 尺寸的增加对安装裁刀部分 z 轴方向形变量有明显的抑制作用;而 D_1 、 D_6 和 D_{10} 尺寸的增加也会使得上机架质量得到明显的提升;另外, D_1 、 D_2 、 D_4 、 D_5 、 D_6 、 D_7 、 D_9 、 D_{10} 和 D_{15} 尺寸均对上机架所受最大应力有较大的影响。

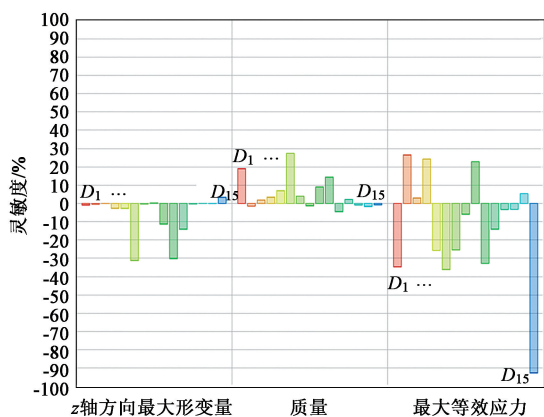


图16 灵敏度分析结果

Fig. 16 Sensitivity analysis results

上机架质量、裁刀安装位置 z 轴方向最大形变量和最大等效应力响应面如图17所示,可以看出,

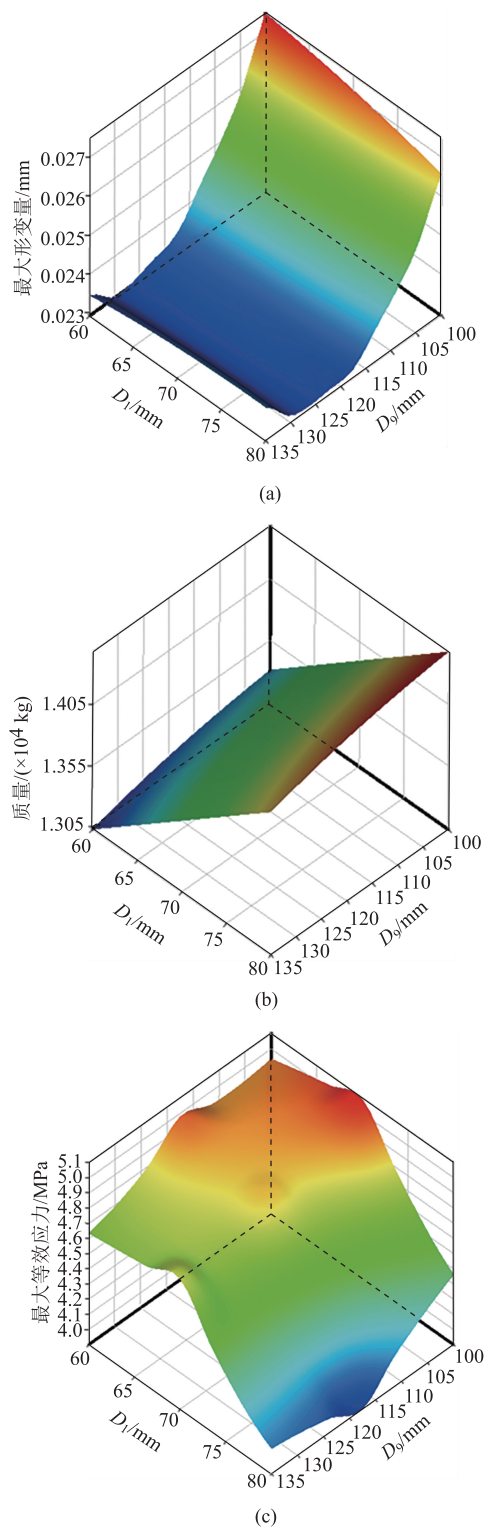


图17 响应面分析结果

(a) z 轴方向最大形变量 (b) 质量 (c) 最大等效应力

Fig. 17 Response surface analysis results

(a) Maximum deformation amount in z axis direction

(b) Weight (c) Maximum equivalent stress

尺寸的增加可能导致其形变量和质量一同增加,因此需要对各个尺寸进行综合考虑,得出相对最优解。

由于本次优化主要是在控制上架质量的前提下减小其安装裁刀部位 z 轴方向形变量,故根据上架灵敏度分析,选取对上架最大形变量和质量影响较大的部分进行尺寸优化,即 D_1 (70 mm)、 D_6 (280 mm)、 D_9 (100 mm)、 D_{10} (850 mm) 和 D_{11} (100 mm),对其进行自适应多目标优化。

根据之前的静力学分析可知,最大等效应力和安装裁刀处 z 轴方向最大形变量都产生于剪切力移动到中间位置处时,所以优化分析时只添加中间位置 9 个步数的剪切力,以减少计算时间。求解质量、安装裁刀部位 z 轴方向最大形变量和最大等效应力的最小值,本次优化主要目的是降低上架 z 轴方向的形变量,所以将其优先级设置为更高,安装裁刀部位 z 轴方向形变量需低于 0.020 mm,优化模型如下:

$$\begin{aligned} & \text{Min}(m, \sigma_{\max}, s_{\max}) \\ & \text{s. t.} \begin{cases} 60 \text{ mm} \leq D_1 \leq 80 \text{ mm} \\ 260 \text{ mm} \leq D_6 \leq 310 \text{ mm} \\ 110 \text{ mm} \leq D_9 \leq 140 \text{ mm} \\ 800 \text{ mm} \leq D_{10} \leq 1000 \text{ mm} \\ 90^\circ \leq D_{11} \leq 130^\circ \\ \sigma_{\max} \leq [\sigma] \\ s_{\max} \leq [s] \end{cases} \quad (6) \end{aligned}$$

式中: m 为上架质量; s_{\max} 为安装裁刀部分 z 轴方向最大形变量; $[s]$ 为安装裁刀部分 z 轴方向许用形变量; σ_{\max} 为上架最大等效应力; $[\sigma]$ 为上架许用应力。

有限元迭代分析后得到的 3 组优化候选尺寸如表 3 所示。对比 3 组候选尺寸,在满足强度的要求下,本次主要为了在控制质量的前提下提高其刚度、减

小形变量,综合考虑后选择方案 3。将方案 3 的数值进行圆整,改进后的上架等效应力云图和 z 轴方向形变量云图如图 18 和图 19 所示。

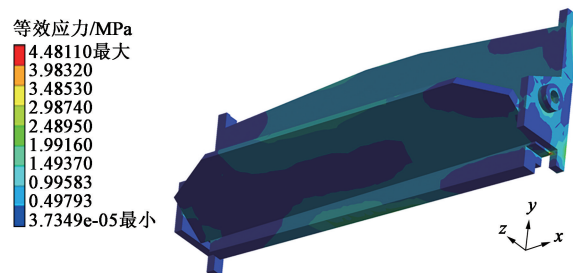


图 18 改进后裁剪 1.8 mm 帘布时的等效应力云图

Fig. 18 Equivalent stress nephogram when cutting cord with 1.8 mm after improvement

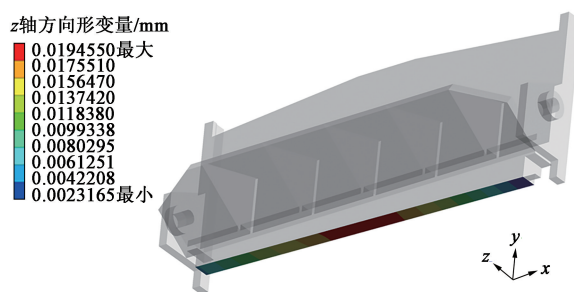


图 19 改进后裁剪 1.8 mm 帘布时安装裁刀部分 z 轴形变量云图

Fig. 19 z -axis deformation amount nephogram of installation cutter section when cutting cord with 1.8 mm after improvement

优化之后上架质量为 14311 kg,减轻了 167 kg;最大等效应力为 4.481 MPa,降低了 59.81%;上架安装裁刀部位 z 轴方向最大形变量为 0.01945 mm,降低了 28.53%,满足了形变量要求。上架的刚度得到了提高,改善了裁剪帘布产生毛刺的情况,并且降低了用料成本。

4 结语

构建了上架的简化模型,利用 Ansys 的静力学模块对上架进行了静力学分析,得出了裁剪帘布出现毛刺的原因,并确定了上架的许用形变量。对上架进行模态分析,得出前六阶振型和频率,验证了上架振动的可靠性。通过拓扑优化-尺寸优化的二级优化方法优化了上架,将其所受最大等效应力降低至 4.481 MPa,减小了 59.81%, z 轴方向最大形变量降低至 0.01945 mm,减小了 28.53%,质量降低了 167 kg,提高了裁剪帘布的稳定性。

(下转第 230 页)

表 3 优化候选尺寸

Table 3 Optimized candidate sizes

参数	方案 1	方案 2	方案 3
D_1/mm	65.234	65.238	65.313
D_6/mm	294.83	294.82	278.36
D_9/mm	125.37	124.79	122.57
D_{10}/mm	938.26	944.55	987.67
D_{11}/mm	125.07	124.41	120.79
质量/kg	14336	14357	14280
z 轴方向最大形变量/mm	0.01972	0.01959	0.01962
最大等效应力/MPa	3.529	3.609	3.910