

# 考虑动力学的织机主轴参数优化设计

程军红 张 洪  
(中原工学院, 郑州, 450007)

摘要: 在动力学分析的基础上, 提出了以织机主墙板处的交叉动柔度为优化设计目标函数的方法, 并用传递矩阵方法导出了函数形式。建立了以主支承刚度及辅助支承位置为设计变量, 主墙板处的交叉动柔度为目标函数的优化设计数学模型。给出了一则实例, 用随机方向法求解, 结果证明效果明显。

关键词: 织机主轴 传递矩阵 交叉动柔度 结构参数 优化设计

中图分类号: TS 103. 33 文献标识码: A 文章编号: 0253-9721(2004)05-0096-03

主轴是织机上的关键件, 织机的几大运动机构都是通过主轴输入的, 如果织机主轴的动力特性不好将会直接影响机器的运转性能, 主轴又是支承在主墙板上的, 织机的其它机构如提花机构、开口机构、绞边机构及引纬机构等都是通过主墙板安装的, 因此如果主轴结构设计不合理, 安装调整不适当, 将直接影响整台机器的性能。主轴的动态特性对机器的振动、噪声、织物质量及织机使用寿命具有重大的影响。文献[1]对主轴部件的振动性能进行了分析。现代纺织业发展迅速, 对机器性能的要求也越来越高, 因此对织机主轴的结构参数优化显得尤为重要。本研究的目的是以动力学分析为基础, 采用优化设计的方法, 来确定其结构参数, 使织机振动最小, 以达到最优的织机性能。

## 1 数学模型

### 1.1 设计变量

织机主轴是支承在大小墙板上的 1 根光轴, 如图 1 所示。但其上安装零件较多, 有些零件在轴上的位置是由机器的机构运动所决定的。文献[2]表明, 主轴的振动受中间小墙板的支承位置及主墙板的支承刚度影响最大, 当然主轴直径也是一个主要

影响参数。主轴上零件的大小及结构形状由织机的其它机构的功能、运动及结构要求决定, 在考虑织机动力学特性的优化中, 主要优化织机主轴的直径大小及影响织机动力学性能较大的支承的位置及刚度的大小。所以设计变量确定为主轴直径  $d$ , 主轴小墙板及中间支承的位置  $L_4$ 、 $L_5$ 、 $L_6$  及左右主墙板支承的刚度, 即:

$$X = [d, L_4, L_5, L_6, K_0, K_4]^T = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6]^T$$

### 1.2 目标函数

评价织机的动态性能的好坏, 主要是评价主轴部件的动力特性, 需要获得以下数据资料: 主轴部件的各阶固有频率; 主轴部件的主振型; 主轴在传动激振力作用下, 也即以传动激振力为输入, 主轴在主墙板处所测得的位移响应为输出的交叉动柔度。

前二项是基本的内容, 讨论的是主轴的自由振动, 是主轴的固有特性, 已在文献[1]中讨论。但对于评价主轴部件抵抗受迫振动的能力都是需要的。后一项则主要是为了评价主轴部件抵抗受迫振动的能力, 也是本研究的重点。应该指出, 本文主要讨论了主轴的横向振动问题, 主轴部件还可能产生扭转振动和纵向振动。但是根据织机部件的结构特点和

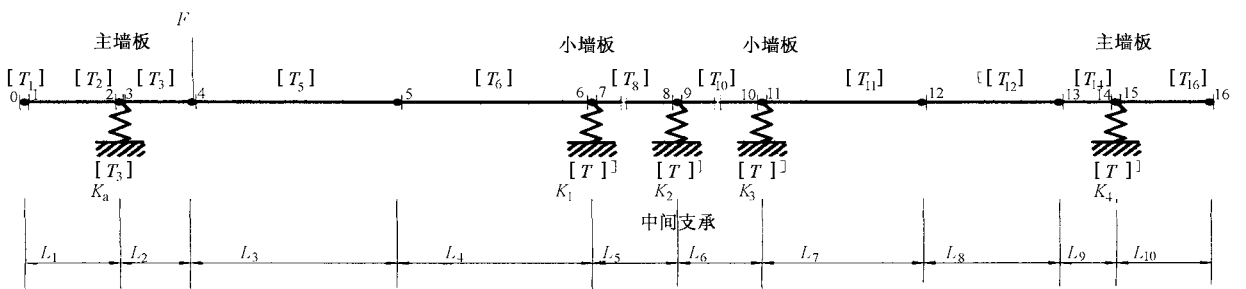


图 1 织机主轴力学模型示意图

工作实际情况,一般说来,很少出现主轴部件的结构参数需要按它抵抗扭转振动或纵向振动的能力来确定的情况,因此本文将不对主轴部件的这两类振动问题进行讨论。

1.2.1 主轴主墙板处的交叉动柔度 如图 1 所示,在大齿轮(节点 4)处作用有一激振力  $F$ ,此时节点 5 的状态矢量中  $\{\Delta Z\}_4 \neq 0 = \{0 \ 0 \ 0 \ F\}^T$ 。下面计算主轴在传动激振力作用下主墙板(节点 2,4)处交叉动柔度  $W_{2,4}^{[3]}$ 。

首先研究节点 5 至节点 16 的传递矩阵数学模型。

$$\begin{aligned} \{Z\}_5 &= [T]_5(\{Z\}_4 - \{\Delta Z\}_4) \\ \{Z\}_6 &= [T]_6\{Z\}_5 = [T]_6[T]_5(\{Z\}_4 - \{\Delta Z\}_4) \\ &\dots \dots \\ \{Z\}_{16} &= [T]_{16}[T]_{15} \dots [T]_5(\{Z\}_4 - \{\Delta Z\}_4) \end{aligned} \tag{1}$$

节点 1 至节点 4 的传递矩阵数学模型:

$$\begin{aligned} \{Z\}_1 &= [T]_1\{Z\}_0 \\ \{Z\}_2 &= [T]_2\{Z\}_1 = [T]_2[T]_1\{Z\}_0 \\ \{Z\}_3 &= [T]_3\{Z\}_2 = [T]_3[T]_2[T]_1\{Z\}_0 \\ \{Z\}_4 &= [T]_4\{Z\}_3 = [T]_4[T]_3[T]_2[T]_1\{Z\}_0 \end{aligned} \tag{2}$$

将式(2)代入式(1)得:

$$\begin{aligned} \{Z\}_{16} &= [T]_{16}[T]_{15} \dots [T]_5([T]_4[T]_3[T]_2 \\ &\quad [T]_1\{Z\}_0 - \{\Delta Z\}_4) \\ &= [T]_{16}[T]_{15} \dots [T]_5[T]_4[T]_3[T]_2[T]_1\{Z\}_0 \\ &\quad - [T]_{16}\{Z\}_{15} \dots [T]_5\{\Delta Z\}_4 \\ &= [H]\{Z\}_0 - [P]\{\Delta Z\}_4 \end{aligned} \tag{3}$$

式中,  $[H]$  为  $[T]_{16}[T]_{15} \dots [T]_5[T]_4[T]_3[T]_2[T]_1$ ,  $[P]$  为  $[T]_{16}[T]_{15} \dots [T]_5$ 。

以边界条件(两端自由  $M_6 = Q_6 = 0, M_1 = Q_1 = 0$ )代入式(3),并展开得:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}_{16} &= \begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} & h_{13} & h_{14} \\ h_{21} & h_{22} & h_{23} & h_{24} \\ h_{31} & h_{32} & h_{33} & h_{34} \\ h_{41} & h_{42} & h_{43} & h_{44} \end{bmatrix} \times \\ \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} &- \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} & p_{13} & p_{14} \\ p_{21} & p_{22} & p_{23} & p_{24} \\ p_{31} & p_{32} & p_{33} & p_{34} \\ p_{41} & p_{42} & p_{43} & p_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_4 \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{4}$$

式(3)和式(4)为主轴部件受迫振动的数学模型。

将式(4)的后 2 个方程展开为:

$$\begin{cases} h_{31} y_0 + h_{32} \theta_0 = p_{34} F_4 \\ h_{41} y_0 + h_{42} \theta_0 = p_{44} F_4 \end{cases}$$

解得

$$\begin{cases} y_0 = (h_{42} p_{34} - h_{32} p_{44}) F_4 / (h_{31} h_{42} - h_{32} h_{41}) \\ \theta_0 = (h_{41} p_{34} - h_{31} p_{44}) F_4 / (h_{32} h_{41} - h_{31} h_{42}) \end{cases} \tag{5}$$

又

$$\begin{aligned} \{Z\}_2 &= [T]_2[T]_1\{Z\}_0 = [Q]\{Z\}_0 \\ \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{bmatrix}_2 &= \begin{bmatrix} q_{11} & q_{12} & q_{13} & q_{14} \\ q_{21} & q_{22} & q_{23} & q_{24} \\ q_{31} & q_{32} & q_{33} & q_{34} \\ q_{41} & q_{42} & q_{43} & q_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_0 \\ \theta_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{6}$$

用式(6)的前 2 个方程解出

$$y_2 = q_{11} \frac{h_{42} p_{34} - h_{32} p_{44}}{h_{31} h_{42} - h_{32} h_{41}} F_4 + q_{12} \frac{h_{41} p_{34} - h_{31} p_{44}}{h_{32} h_{41} - h_{31} h_{42}} F_4$$

主墙板处的交叉动柔度

$$W_{2,4} = \frac{y_2}{F_4} = q_{11} \frac{h_{42} p_{34} - h_{32} p_{44}}{h_{31} h_{42} - h_{32} h_{41}} + q_{12} \frac{h_{41} p_{34} - h_{31} p_{44}}{h_{32} h_{41} - h_{31} h_{42}}$$

其中

$$\begin{aligned} [H] &= [T]_{16}[T]_{15} \dots [T]_1 = \begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} & h_{13} & h_{14} \\ h_{21} & h_{22} & h_{23} & h_{24} \\ h_{31} & h_{32} & h_{33} & h_{34} \\ h_{41} & h_{42} & h_{43} & h_{44} \end{bmatrix} \\ [P] &= [T]_{16}[T]_{15} \dots [T]_5 = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} & p_{13} & p_{14} \\ p_{21} & p_{22} & p_{23} & p_{24} \\ p_{31} & p_{32} & p_{33} & p_{34} \\ p_{41} & p_{42} & p_{43} & p_{44} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$[Q] = [T]_2[T]_1 = \begin{bmatrix} q_{11} & q_{12} & q_{13} & q_{14} \\ q_{21} & q_{22} & q_{23} & q_{24} \\ q_{31} & q_{32} & q_{33} & q_{34} \\ q_{41} & q_{42} & q_{43} & q_{44} \end{bmatrix}$$

传递矩阵  $[T]_1, [T]_2, \dots [T]_{16}$  中各矩阵元素见文献[2]。

1.2.2 目标函数 主轴的输入运动大齿轮在贴近左主墙板处,为便于使优化模型简单,而且根据机器的实际测量数据(见表 1),左主墙板处(节点 2)的振动加速度及振动位移,均比右主墙板处(节点 14)的振动加速度及振动位移大,因此采用单目标函数优化,将优化目标定为左主墙板(节点 2)处的交叉动柔度比较切合实际。则有:

表1 左右主墙板处振动测量值

节点	$n = 215 \text{ r/min}$		$n = 229 \text{ r/min}$		$n = 245 \text{ r/min}$	
	$z$	$a$	$z$	$a$	$z$	$a$
2(3)	0.02	0.04	0.09	0.40	0.10	0.49
14(15)	$x$	$x$	0.08	0.38	0.10	0.47

注:  $n$  为主轴转动速度,  $z$  为所测点横向振动位移 (mm),  $a$  为所测点振动加速度 ( $\text{m/s}^2$ ),  $x$  为未测。

$$\min F(X) = W_{2,4} = \frac{Y_2}{F_4} =$$

$$q_{11} \frac{h_{42} p_{34} - h_{32} p_{44}}{h_{31} h_{42} - h_{32} h_{41}} + q_{12} \frac{h_{41} p_{34} - h_{31} p_{44}}{h_{32} h_{41} - h_{31} h_{42}}$$

目标函数是主轴上各单元件的结构参数, 其中包括各质量元件的质量、支承的刚度及阻尼、主轴直径、材料、转速及主轴上各质量元件及支承的位置的函数。

### 1.3 约束函数

主轴上安装零件的位置要有机器机构的运动关系来确定, 根据织机用户的反馈信息, 织机主轴没有因强度不足而影响使用的, 再此只考虑其结构及刚度要求。所以有

$$35 \leq d \leq 70, \quad g(1) = x(1) - 35 \geq 0$$

$$g(2) = -x(1) + 70 \geq 0$$

小墙板及中间支承的位置完全是为了增加主轴的刚度而设计的, 因此有以下的设计约束函数。

$$64 \leq L_4 \leq 980 \quad g(3) = x(2) - 64 \geq 0$$

$$g(4) = -x(2) + 980 \geq 0$$

$$52 \leq L_5 \leq 980 \quad g(5) = x(3) - 52 \geq 0$$

$$g(6) = -x(3) + 980 \geq 0$$

$$52 \leq L_6 \leq 1012 \quad g(7) = x(4) - 52 \geq 0$$

$$g(8) = -x(4) + 1012 \geq 0$$

中间支承位置不变, 优化左右小墙板的位置:

$$L_4 + L_5 \leq 980 \quad g(9) = 980 - x(2) - x(3) \geq 0$$

$$L_4 + L_5 + L_6 \leq 1882 \quad g(10) = 1998 - 105 - x(2) - x(3) - x(4) \geq 0$$

主墙板支承刚度的约束

$$2 \times 10^5 \leq K_0 \leq 10 \times 10^5 \quad g(11) = x(5) - 2 \times 10^5 \geq 0$$

$$g(12) = -x(5) + 1 \times 10^6 \geq 0$$

$$2 \times 10^5 \leq K_4 \leq 10 \times 10^5 \quad g(13) = x(6) - 2 \times 10^5 \geq 0$$

$$g(14) = -x(6) + 1 \times 10^6 \geq 0$$

## 2 优化方法的选择

该问题是一个典型的非线性规划问题, 常用的优化方法很多, 如复合形法、惩罚函数法、随机方向

法等, 本文选用的是随机方向法。

实际计算中, 传递矩阵的各单元矩阵都是  $4 \times 4$  阶方阵。在计算系统的传递矩阵  $[T]$  时, 必须把每个单元的传递矩阵都分为实数矩阵和虚数矩阵, 然后再进行复数矩阵的相乘。相乘后所得的系统的传递矩阵也为复数矩阵。因此在计算动柔度  $W_{2,4}$  时, 各矩阵  $[H]$   $[P]$   $[Q]$  均为复数矩阵。所以目标函数为复数形式, 而且不能写成显函数的形式, 求解困难。要使系统的振动性能最好, 应使目标函数的模最小。所以只能采用计算机进行数值计算。

## 3 应用实例

针对 GA735-190 型剑杆织机进行了结构参数优化设计, 其它已知参数见文献[1]。优化的初始条件, 根据主轴的结构及所采用的优化算法, 初选优化精度  $\varepsilon = 0.0001$ , 初始步长  $\alpha_0 = 0.5$ , 初始可行点  $X^{(0)} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6]^T = [65 \ 100 \ 800 \ 500 \ 2 \times 10^5 \ 2 \times 10^5]^T$ , 在计算机上计算, 得出其最优点  $X^{(*)} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4 \ x_5 \ x_6]^T = [44.3 \ 107 \ 791 \ 487 \ 999999 \ 432519]^T$ 。其目标函数值为  $2.62 \times 10^{-8} \text{ mm/N}$ 。将主轴现有结构的参数  $d = 50 \text{ mm}$ ,  $L_4 = 127 \text{ mm}$ ,  $L_5 = 853 \text{ mm}$ ,  $L_6 = 907 \text{ mm}$ ,  $K_0 = 26.0991 \times 10^4 \text{ N/mm}$ ,  $K_4 = 24.6736 \times 10^4 \text{ N/mm}$ , 代入目标函数计算, 其目标函数值  $W_{2,4} = 3.102 \times 10^{-6} \text{ mm/N}$ 。采用优化方法寻优后, 其织机主墙板处的交叉动柔度明显低于优化前的数值。

## 4 结论

1. 对剑杆织机主轴部件进行结构参数优化, 其优化结果明显改善设计指标。
2. 优化结果对新产品的的设计有重要的指导价值, 对老产品的使用也有指导意义。
3. 本文对织机主轴部件进行结构参数优化方法, 尤其是优化数学模型的建立方法也使用于其它轴类部件的分析设计。

### 参 考 文 献

- 1 程军红等. 用传递矩阵法分析剑杆织机主轴动态特性. 纺织学报, 2003(2): 40 ~ 42.
- 2 程军红. 考虑动力学的剑杆织机主轴的优化设计: [硕士学位论文]. 合肥: 合肥工业大学, 2003: 31 ~ 33.
- 3 杨 棣等. 机床动力学 (I ~ II). 北京: 机械工业出版社, 1983: 266 ~ 290.