

用传递矩阵法分析剑杆织机主轴动态特性

程军红 黄大宇 梅 瑛

(中原工学院, 郑州, 450007)

摘 要: 将传递矩阵理论应用于 GA735-190 型剑杆织机主轴的振动性分析, 建立数学模型, 并通过分析计算找出织物主轴的前几阶固有频率及与之相对应的主振型, 对影响织机主轴固有频率的主要因素作了分析。

关键词: 剑杆织机 主轴 传递矩阵 固有频率 主振型 动态特性

中图分类号: TS 105.43

文献标识码: A

剑杆织机主轴部件是机器的关键件, 主轴结构设计不合理、安装调试不适当, 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。对主轴部件的振动分析, 通常采用模态综合法、有限元法及传递矩阵法等, 而传递矩阵法最适合于具有链状结构的多自由度系统。现用传递矩阵法对剑杆织机主轴部件进行振动分析和计算。

1 传递矩阵方法及主轴的动力学模型

传递矩阵法是把一个具有链状结构的多自由度系统分解成一系列类似的、比较简单的子系统(单自由度系统或基本的弹性另质量元件), 各子系统在彼此连接的端面上的广义力与广义位移用状态向量表示, 而子系统一端到另一端的状态向量之间的关系可用传递矩阵来表示。传递矩阵法就是通过建立一个位置的状态向量推算下一个状态向量的公式, 从原系统的起点推算到终点, 再根据边界条件即得系统的频率方程, 从而解出系统的固有频率与状态向量。将链状结构的部件简化成集中质量元件、无质量的梁段元件及支承元件。图 1 是剑杆织机主轴的传递矩阵动力学模型, 共有 21 个集中参数元件: 6 个集中质量, 10 个弹性梁段和 5 个支承弹簧(略去支承的阻尼和支承抗弯刚度所简化的扭簧)。

在建立主轴动力学模型中, 因主轴为一等直径光轴, 将每段弹性轴的质量按质心不变的原则分配到该轴两端的集中质量上, 这样每段轴段都变为无质量只有弹性的梁段元件。在主轴的 5 个支承中, 二主墙板支承(轴承 0、4)为圆柱滚子轴承 32320, 小墙板支承(轴承 1、2)和中间支承(轴承 3)为带座球轴承 Z90510, 这两种轴承的质量都约为 1.2Kg, 虽然很小, 但轴承 1、2、3 左右轴段较长, 将各轴段质量按质心不变的原则分配到其两端的元件上, 这样支承的质量就不能略去不计, 因此 5 个支承上有质量。质量元件中大齿轮半径较大, 在轴横振中转动惯量不能忽略。而其它几个质量元件(曲柄座、打纬凸轮、卷取凸轮)回转半径相应较小只考虑其质量而忽略其转动惯量的影响。

在图 1 中 $[T]_1$ 为质量元件的传递矩阵, $[T]_2$ 、 $[T]_6$ 、 $[T]_8$ 、 $[T]_{10}$ 、 $[T]_{14}$ 为无质量梁段的传递矩阵, $[T]_3$ 、 $[T]_7$ 、 $[T]_9$ 、 $[T]_{11}$ 、 $[T]_{15}$ 为支承元件的传递矩阵, $[T]_4$ 、 $[T]_5$ 、 $[T]_{12}$ 、 $[T]_{13}$ 、 $[T]_{16}$ 为右端带有集中质量的梁段的传递矩阵, 以上各传递矩阵元素见^[1]。

各节点的状态矢量为 $\{Z\}_i = \{Y \ \theta \ M \ Q\}^T (i = 1 \cdots 16)$, 其中 Y 横向振动位移, θ 转角, M 弯矩, Q 剪刀。

逐点传递, 建立起始端 0 点及末端 16 点状态矢量之间的关系式, 即系统的传统递方程:

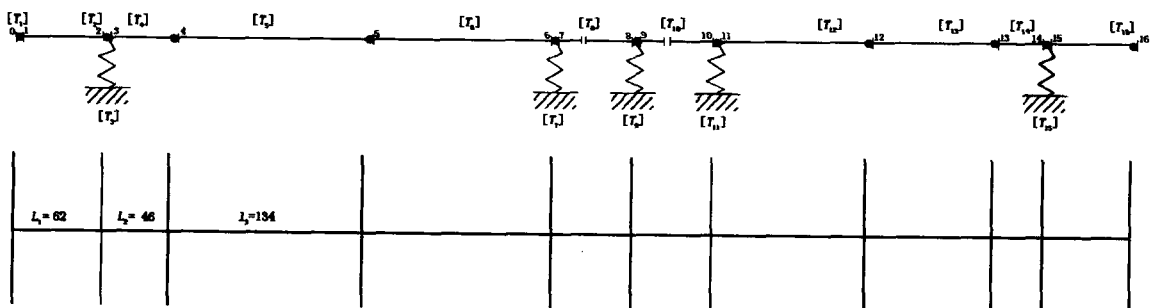


图 1 剑杆织机主轴动力的学模型

$$\begin{aligned} \{Z\}_{16} &= [T]_{16}\{Z\}_{15} = [T]_{16}[T]_{15}\{Z\}_{14} \\ &\dots\dots\dots \\ &= [T]_{16}[T]_{15}\dots\dots[T]_{21}\{Z\}_0 \\ &= [T]\{Z\}_0 \end{aligned} \quad (1)$$

各单元传递矩阵 $[T]_1$ 至 $[T]_{16}$ 中的矩阵元素是主轴部件结构质量, 尺寸大小及支承刚度和阻尼大小的函数。计算主轴的固有频率和主振型时, 由于阻尼的影响很小, 可以不考虑主轴部件的阻尼特性^[1]。系统的传递矩阵 $[T] = [T]_{16}[T]_{15}\dots[T]_{21}[T]_1$ 是 4×4 阶方阵, 上式一般地表示为:

$$\begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{Bmatrix}_{16} = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{13} & u_{14} \\ u_{21} & u_{22} & u_{23} & u_{24} \\ u_{31} & u_{32} & u_{33} & u_{34} \\ u_{41} & u_{42} & u_{43} & u_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \\ M \\ Q \end{Bmatrix}_0 \quad (2)$$

轴两端的四参数状态矢量中, 由于满足两端边界条件, 各有两个参数是已知的。如一般的主轴部件为两端自由, 即 $M_0 = Q_0 = 0, M_{16} = Q_{16} = 0$, 将此边界条件代入式(1), 展开后两个方程得:

$$\begin{cases} 0 = u_{31}y_0 + u_{32}\theta_0 \\ 0 = u_{41}y_0 + u_{42}\theta_0 \end{cases} \quad (3)$$

当主轴横振动时, y_0, θ_0 不全为零, 故上式中后两个方程的系数行列式必等于零, 即:

$$\Delta(\omega) = \begin{vmatrix} u_{31} & u_{32} \\ u_{41} & u_{42} \end{vmatrix} = 0 \quad (4)$$

由于 $u_{31}, u_{32}, u_{41}, u_{42}$ 等传递矩阵的元素是 ω 的函数, 满足式(4)的频率值就是该系统横向振动的固有频率($\omega_{ni}, i = 1, 2 \dots 16$)。如果轴两端为其他支承型式, 方法同上, 也可导出其频率方程。

求得固有频率 ω_{ni} 后, 将 ω_{ni} 代入传递方程(1)即可求得始端的状态矢量。织机主轴两端自由, 由于主振型只是各节点的幅值比, 可设 $y_0 = 1$, 由式(3)得:

$$\theta_0 = -\frac{u_{31}}{u_{32}} = -\frac{u_{41}}{u_{42}}$$

则始端状态矢量为:

$$\{Z\}_0 = \left\{1 - \frac{u_{31}}{u_{32}} \ 0 \ 0\right\}^T \text{ 或 } \{Z\}_0 = \left\{1 - \frac{u_{41}}{u_{42}} \ 0 \ 0\right\}^T$$

表1 对应于第一阶 ω_{n1} 的主振型

节点	0(1)	2(3)	4	5	6(7)	8(9)	10(11)	12	13	14(15)	16
Y_i	1	4.741	-6.46	-1.71	-1.53	-1.67	1.92	8.44	1.87	-7.01	-5.05
θ_i	-1.54	1.522	-1.49	-1.83	2.94	6.77	-1.3	-8.26	-6.97	-6.95	-6.95

表2 对应于第二阶 ω_{n2} 的主振型

节点	0(1)	2(3)	4	5	6(7)	8(9)	10(11)	12	13	14(15)	16
Y_i	1	-5.42	-1.62	-5.80	11.61	197	31.5	16.85	4.84	-4.81	-9.70
θ_i	-2.50	-2.46	-2.14	4.894	0.138	3.81	-0.158	-0.132	-0.141	-0.146	-0.146

已知始端状态矢量后, 逐点传递即可求得轴上各点的状态矢量; 从各点的状态矢量中取出第一、二元素即可得出与该固有频率对应的主振型。

2 算例分析

2.1 计算结果

GA735-190型剑杆织机主轴动力分析的原始数据: 图1所示, 主轴直径 $d = 50\text{mm}$, 各轴段长度 $l_1 = 62\text{mm}, l_2 = 46\text{mm}, l_3 = 134\text{mm}, l_4 = 127\text{mm}, l_5 = 853\text{mm}, l_6 = 907\text{mm}, l_7 = 105\text{mm}, l_8 = 88\text{mm}, l_9 = 37\text{mm}, l_{10} = 62\text{mm}$; 各支承刚度 $K_0 = 26.0991 \times 10^4 \text{N/mm}, K_1 = 3.3883 \times 10^4 \text{N/mm}, K_2 = 2.43178 \times 10^4 \text{N/mm}, K_3 = 3.18513 \times 10^4 \text{N/mm}, K_4 = 24.6736 \times 10^4 \text{N/mm}$, 各质量元件质量 $m_1 = 6.46\text{Kg}, m_2 = 18.345\text{Kg}, m_3 = 10.61\text{Kg}, m_4 = 10.19\text{Kg}, m_5 = 3.665\text{Kg}, m_6 = 5.86\text{Kg}, m_7 = 6.03\text{Kg}, m_8 = 10.83\text{Kg}, m_9 = 6.235\text{Kg}, m_{10} = 1.864\text{Kg}, m_{11} = 1.8075\text{Kg}$, 大齿轮转动惯量 $J_2 = 411400\text{Kgmm}^2, E = 2.06 \times 10^5 \text{N/mm}^2$ 。

经过计算得到主轴的第一阶固有频率 $\omega_{n1} = 34.32\text{rad/s}$, 第二阶固有频率 $\omega_{n2} = 46.94\text{rad/s}$ 等。其相应的主振型见表1、2。

2.2 影响固有频率的因素

2.2.1 支承刚度对固有频率的影响 如图2所示, 左主墙板支承刚度大于 10^4N/mm 时, 刚度的变化对固有频率的影响不大。在小于该值时, 频率值随刚度的增大而增大, 尤其是第一阶频率值增大的幅度很大。

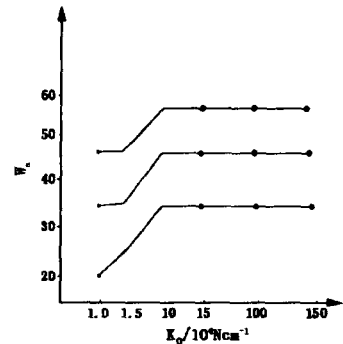


图2 左主墙板支承刚度对固有频率的影响

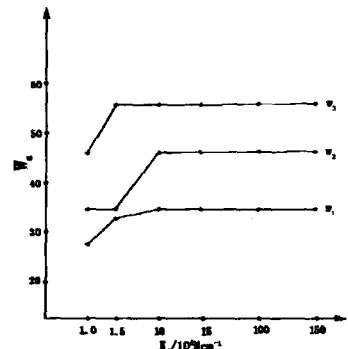


图3 右主墙板支承刚度对固有频率的影响

如图3所示,右主墙板支承刚度大于 10^5N/mm 时,刚度的变化对固有频率的影响不大。在小于该值时($1 \times 10^4\text{N/mm} \sim 10^5\text{N/mm}$),频率值随刚度的增大而增大,尤其是在 $1 \sim 1.5 \times 10^4\text{N/mm}$ 第一阶频率值增大的幅度很大。在刚度大于 10^5N/mm 时,第二、第三阶固有频率几乎不变。

2.2.2 支承位置对固有频率的影响 浮动支承 K_2 位置不变,改变左小墙板支承 K_1 的位置(L_5),由图4可见, L_5 越大,左小墙板越左移,第一阶固有频率越高,但第二阶固有频率反而略有下降,第三阶固有频率在 L_5 大于700mm后上升缓慢。

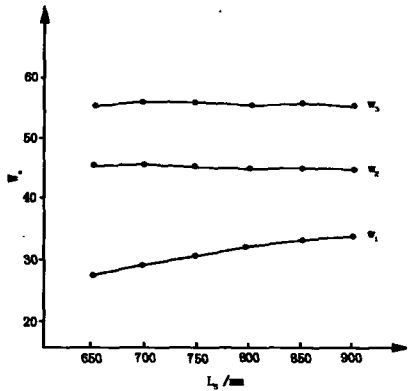


图4 左小墙板位置 L_5 对固有频率的影响

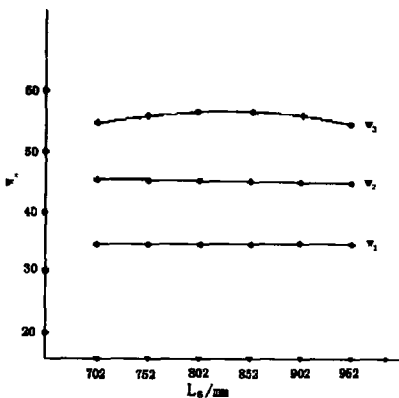


图5 右小墙板位置 L_6 对固有频率的影响

浮动支承 K_3 位置不变,改变右小墙板支承 K_2 的位置(L_6),由图5可见, L_6 越大,右小墙板越远离中间位置,第一阶固有频率变化不大,第二阶固有频率略有下降,第三阶固有频率在 L_6 小于850mm随 L_6 的增大而增大, L_6 大于850mm随 L_6 的增大而开始下降。

浮动支承 K_2 位置不变,使左右小墙板支承 K_1 、

K_2 的位置相对于中间浮动支承 K_2 对称变化 $L_5 = L_6$,由图6看出支承间距离(L_5, L_6)越大,第一阶固有频率越高,当跨距大于1800mm后,跨距再大固有频率反而会降低。第二阶固有频率随两支承距离的增大而下降。在跨距小1700mm时,第三阶固有频率随跨距的增大而提高,跨距大于1700mm后,固有频率随跨距的增大迅速下降。

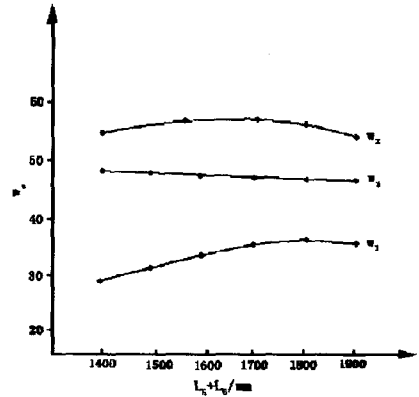


图6 小墙板支承跨距对固有频率的影响

3 结论

1. 主轴运转的各阶固有频率及临界转速,第一阶固有频率 $\omega_{n1} = 34.32\text{rad/s}$,也即第一阶临界转速 $n_1 = 327\text{r/min}$,GA735-190型剑杆织机在工作运行中当实际转速接近并大于300 r/min时,机器的振动已经相当严重,无法正常工作。

2. 主轴各阶横向振动的主振型,找出了主轴上振动量最大的点位。

3. 主轴主要结构对固有频率的影响因素,计算和分析的结果对剑杆织机的结构设计及安装调整提供比较准确的理论数据;对织机的用户提供可供参考的使用指导资料。用户可以根据织物品种不同,合理确定机器的运转速度,以使其工作效率最高且又能避开机器的临界状态,提高织物质量,使机器运转平稳,噪音低,寿命长,改善操作工人的劳动环境。

参考文献

- 1 杨 棣等. 机床动力学(I II). 北京:机械工业出版社,1983: 266~290.
- 2 华正林. LT102型剑杆织机. 北京:纺织工业出版社,1987:1~17.
- 3 吴文英等. 采用子结构模态综合分析空心锭子的临界转速. 中国纺织大学学报,1997(3):73~78.
- 4 刘晓丽等. 采用传递矩阵分析复合转子系统动态特性. 中国纺织大学学报,2000(10):40~43.

《纺织学报》订阅热线 010-65017711 转 8008