

机床主传动系统的噪声试验及 低噪声主传动系统的设计*

王宝兴

(郑州工学院)

摘 要: 本文是在对机床主传动系统进行噪声试验的基础上, 分析讨论了低噪声主传动系统的设计方法, 提出了万能铣床主传动系统的低噪声设计方案, 并简述了该方案的设计特点。新设计方案与现有铣床相比, 在最高转速时可降低噪声 $6\text{dB}(A)$ 左右。

关键词: 噪声, 主传动系统, 传动链

机床噪声是评定机床质量的重要指标之一, 近年来很多学者从多方面对降低机械噪声问题进行了研究, 本文着重从机床主传动系统的设计方法着手, 在对机床主传动系统噪声的试验及分析的基础上, 探求在不提高零件制造精度的前提下, 通过合理地设计主传动系统, 来降低机械噪声, 并在分析讨论的基础上, 提出了万能铣床主传动系统的低噪声设计方案。

1 试验目的及试验装置

该试验的目的是要测出在主轴转速相同的情况下, 长传动链和短传动链的噪声值。为使测试数据尽量符合机床的实际情况, 所以该试验是在 CA6140 型普通车床上经过适当改装, 并用无级调速电机驱动, 可以分别用长链和短链传动, 并分别测出主轴各种不同转速下的噪声值。

改装的示意图如图 1 所示, 在 III 轴左端接出一个小轴, 在小轴上装皮带轮, 由无级调速电机驱动, 经一对齿轮带动主轴旋转, 这个运动是短链传动, 通过改变无级调速电机的转速, 使主轴得到若干种转速。

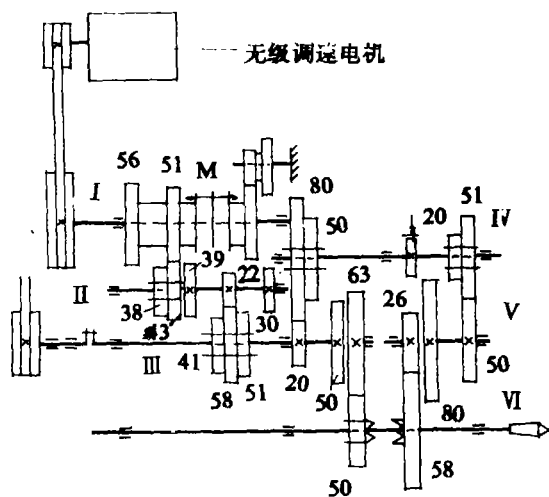


图 1

* 收稿日期: 1989.06.02

为使测试数据有可比性, 仍用无级调速电机来驱动 I 轴, 将电机调至最高转速, 利用操纵手柄改变主轴转速, 这就得到长链传动。

由于该试验是在同一台机床上分别测出长、短链的噪声值, 因此机床的制造和装配质量是一样的, 所以噪声的差别就完全是由于传动链长、短的影响, 这样测出的长、短链的噪声值就更有可比性。

用 ND₂ 型精密声级计测量噪声, 声级计放在主轴箱前面, 如图 2 所示。这是因为无级调速电机噪声较大, 把声级计放在机床前面, 可以减少电机噪声对测量结果的影响。

无论用手柄变速或用电机变速, 均用转速计测出主轴的实际转速。

在用短链传动时, 虽然用一对齿轮即可驱动主轴转动, 但由于该机床主轴转速的变换是采用集中操纵, 因而在 III 轴直接带动主轴旋转时, IV、V 轴也无法脱开, 而进行空转, 但 I、II 轴可以断开。

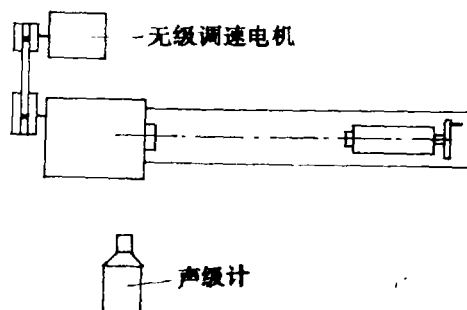


图 2

2 试验结果及分析

长链和短链的每一级转速均作三次测试, 然后取平均值, 作出图 3 所示的噪声曲线, 图中曲线 1 是长链噪声曲线, 曲线 2 是短链噪声曲线。这两条曲线都是背景噪声和主传动系统噪声的综合, 由于背景噪声较大 [77.1dB(A)], 所以只有在高转速时机床的噪声才能分离出来, 图中曲线 3 和 4 分别是分离出来的长链和短链传动的机床噪声。

由图可见, 除个别转速外, 短链的噪声比长链的噪声有明显的降低。在 1176rpm 时, 短链比长链可降低噪声 2dB(A)。该试验的短链 (包括空转齿轮) 有五对齿轮啮合, 而长链有九对齿轮啮合, 短链比长链啮合齿轮对数减少的并不算多, 但降噪效果已很明显, 可见, 传动链长短对噪声的影响是很显著的。

机床改装部分的加工和装配质量均较差, 如使改装部分的制造质量达到原机床的制造水平, 则短链的噪声值还有可能再降低一些。

由于车床和铣床的噪声实验公式基本上是相同的, 只是减去的常数值不同, 其他各参数对噪声的影响是完全一样的, 如短传动链可降低噪声等, 因此在车床上所做的试验结果, 可以应用于铣床的设计。

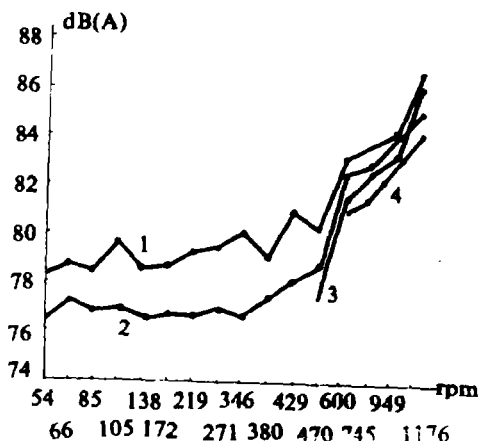


图 3

3 II号万能铣床主传动系统的低噪声设计

我国目前生产的 X6132 型万能铣床, 其主传动系统和 X62w 型万能铣床基本相同, 主轴的所有转速都是经过三对齿轮传动, 如图 4 所示, 这样的设计不能降低高转速的噪声, 致使机床往往在高转速时噪声过高。因此要降低机床噪声, 提高产品质量, 首先要设法降低高转速时的噪声。

文献[2]推荐的铣床噪声实验公式为:

$$L_p = 20 \lg [3.5(mZ)_a \sum n_i + 4.5\sqrt{P} (1 - \lg \beta)(mZ)_{as} n_s] - 50.5 \text{ dB(A)}$$

式中: $(mZ)_a$ —除主轴外其余各轴上齿轮分度圆直径的平均值[mm]。

$\sum n_i$ —除主轴外其余各轴的转速和[rpm]。

$(mZ)_{as}$ —主轴上各齿轮分度圆直径的平均值[mm]。

P —传动到主轴经过的齿轮对数。

β —传动主轴的齿轮的螺旋角[度]。

n_s —主轴的转速[rpm]。

从噪声公式中可以看出, 短链传动可有效地降低 $\sum n_i$ 和 P 值, 从而可有效地降低噪声, 因此应当尽量缩短高转速的传动链, 而采用分支传动可使高转速的传动链大大缩短。

根据文献[3]的分析, 采用“前少后多”的设计方法, 可使短链传动得到较多的转速级数; 采用“前疏后密”的设计方法, 可使传动轴的转速降低, 从而降低 $\sum n_i$ 值, 这些都有利于降低机床噪声。

本文根据以上试验和分析, 设计出低噪声铣床主传动系统, 图 5 为传动系统图, 图 6 为转速图。该设计方案在高转速时, 只经过一对齿轮传动, 比 X6132 的齿轮对数减少三分之二, 故能有效降低高转速的噪声, 从而使整个机床的噪声显著降低。

为了比较噪声的大小, 假定在制造和装配质量相同的情况下, 应用噪声实验公式分别算出 X6132 的主传动系统和图 5 所示传动系统的噪声, 并将算出的噪声值示于图 7。图中曲线 1 为 X6132 的噪声曲线, 曲线 2 为图 5 所示传动系统的噪声曲线。由图可见, 新设计的主传动系统在高转速时明显低于 X6132 的噪声, 当主轴 1500rpm 时, 可降低噪声 6.62dB(A)。应该强调指出, 新设计的主传动系统, 其噪声的降低并不需要提高制造质量, 不会提高制造成本, 只是在主传动系统的设计上采取一些新的设计方法而得到的。

图 5 所示的主传动系统之所以能大幅度地降低噪声, 主要是因为有如下几个特点:

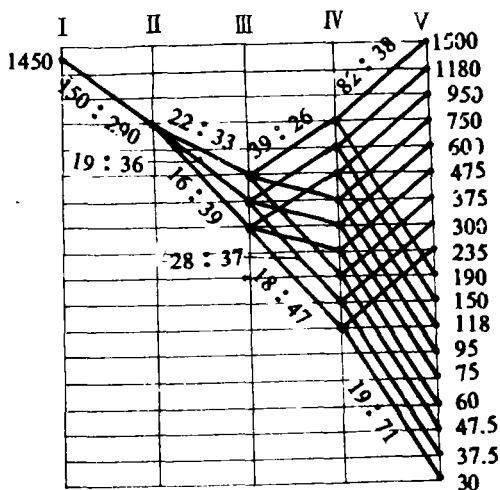


图 4

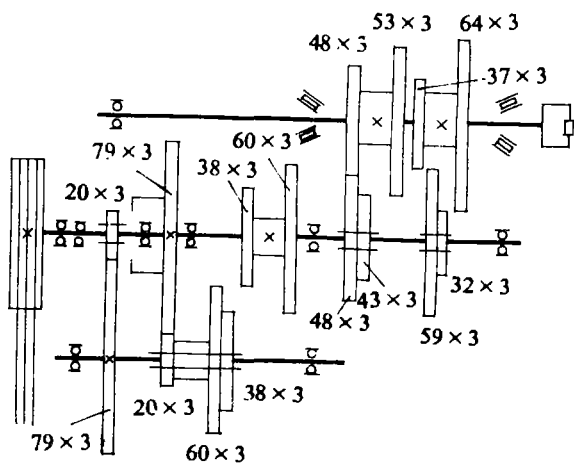


图5

① 该传动系统采用了分支传动和“前少后多”的设计方法, 可通过一对齿轮传动得到四级高转速。

② 由于Ⅲ-Ⅳ轴之间的变速组为基本组(并由基本组演变为混合公比), 故变速范围小, 可使该变速组的齿数和减小, 从而降低高转速时齿轮的线速度。

上述两项措施, 均可有效地降低高转速时的噪声。

③ 采用了“前疏后密”的设计方法, 使中间传动轴的转速降低, 从而降低了 $\sum n_i$ 值。

④ 根据文献[4]的调查统计数据, 铣床转速数列的中间部分利用率较高, 故采用了对称型混合公比变速系统, 以简化结构。

⑤ 由于主轴上装有四个齿轮, 齿轮可起到飞轮作用, 故可省去飞轮。

空载功率的实验公式为:
$$N_{\text{空}} = \frac{K \cdot d_{\text{平均}}}{10^6} (\sum n_i + C n_{\text{主}})$$

式中: $N_{\text{空}}$ —主传动系统的空载功率(Kw); $d_{\text{平均}}$ —除主轴外各中间轴的平均轴颈(mm);

$\sum n_i$ —除主轴外各中间轴的转速和(r/min); $n_{\text{主}}$ —主轴的转速(r/min);

K —与制造、装配、使用时间长短和润滑条件有关的系数, 一般取 $K = 3 \sim 5$, 本文取 $K = 4$;

C —系数, $C = \frac{K_{\text{主}} \cdot d_{\text{主}}}{d_{\text{平均}}}$; $d_{\text{主}}$ —主轴前、后轴承的平均轴颈(mm);

$K_{\text{主}}$ —与轴承结构类型和预加载荷有关的系数, 一般滚动轴承取 $K_{\text{主}} = 1.5$ 。

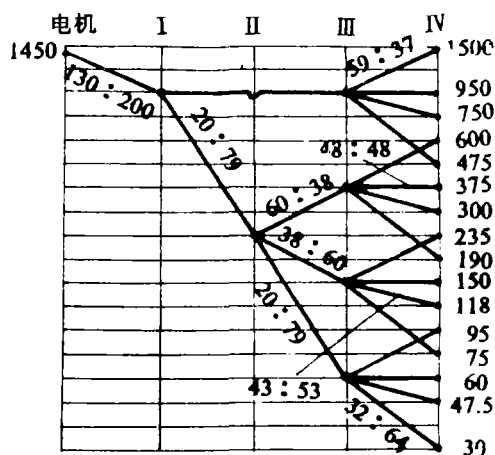


图6

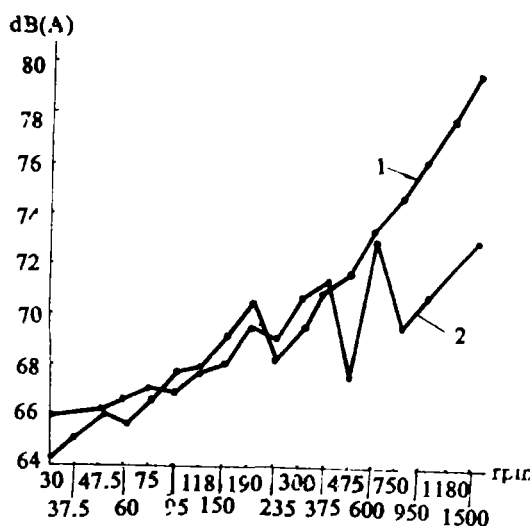


图7

新设计的主传动系统, 其各轴的轴颈可通过类比和粗略估算而定, 用于计算空载功率。

根据实验公式分别算出了新设计铣床与 X62W 的主传动系统的空载功率, 如图 8 所示。

由图可见, 除个别转速外, 新设计铣床的空载功率均较低, 在最高转速进可降低 0.201KW, 可以节省能源, 可见新设计不但可降低噪声, 有显著的社会效益, 而且可降低空载功率, 有明显的经济效益。

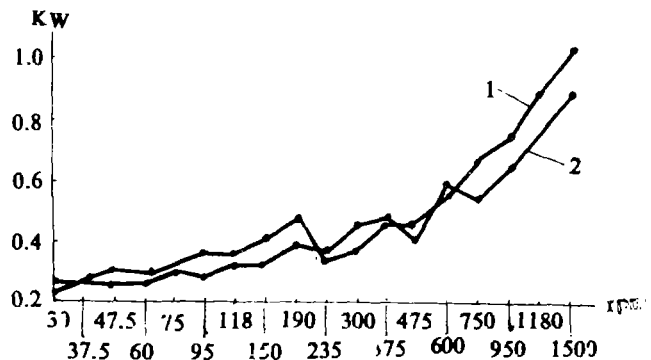


图 8

本文没有进行结构设计, 只是初步考虑了一些结构问题。在 I-Ⅱ-Ⅲ轴间的 20/79 两对齿轮可进行高度变位, 以加强小齿轮, 使其能够在轴上滑动, 变位系数可根据结构需要适当选择。Ⅲ-Ⅳ轴间的 59/37 也应进行高度变位, 以加强小齿轮。Ⅱ-Ⅲ轴间的传动组, 各传动副的齿数和不等, 可进行角度变位。主轴中、后支承之间不安装零件, 故可设计得较细一些, 避免与Ⅲ轴上的 Z_{79} 相碰。

参 考 文 献

- (1) 张策主编. 机床噪声—原理与控制. 1984年
- (2) 徐侠等. 车床床头箱噪声计算公式探讨. 机床. 1983.12
- (3) 王宝兴. 机床主传动系统设计原则的探讨—如何降低噪声和空载功率. 机械振动与噪声技术. 1986.1
- (4) 北京铣床研究所编. 铣床通讯. 1977.4
- (5) 沈阳第一机床厂等. $\phi 400$ 普通车床结构改进试验. 1973

Noise test and low noise design of main transmission system of machine tool

Wang Baoxing

(ZhengZhou Institute of Technology)

Abstract: This article is based on noise testing of main transmission system of machine tool, analyzes low noise design method of main transmission system, presents low noise design project of main transmission system of universal milling machine and introduces its design features. This new design project compared with today's milling machine may decrease about six dB(A) of noise at the highest speed of rotation.

Keywords: noise, main transmission system, transmission train