

# 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

王 宝 兴

( 机 械 系 )

提 要

本文对机床主传动系统常用的设计原则进行了分析和探讨,指出一些原则对降低机床噪声和空载功率是不利的,提出了降低机床噪声和空载功率的一些设计原则和方法。

降低机床噪声和空载功率是提高产品质量的重要方面之一。影响机床噪声和空载功率的因素很多,许多文章都从不同方面对降低噪声和空载功率作了深入的分析 and 论述。本文仅就如何合理地设计主传动系统,来降低机床噪声和空载功率的问题进行一些分析,并提出一些看法。

### 一、设计原则的简单分析

#### 1、常用的设计原则及其存在的问题

国内外现有的机床设计教材及有关文献中,在论述机床主传动系统的设计时,常采用如下几条设计原则,即“前多后少”,“前密后疏”,“升早降晚”。这几条原则的意义是大家所熟悉的,这里不再解释。

这些设计原则的中心思想是减少传动件的尺寸,以节省材料,并使结构紧凑。这些原则对于转速较低的传动系统是有其意义的,但是随着机械制造业的发展,机床的转速和精度不断提高,如仍按照这些原则设计主传动系统,势必使多数传动轴处在高速运转状态,容易引起振动和噪声,并且空载功率损耗较多,从而又导致机床的温升和热变形,这些对于提高加工质量、改善工作环境、节省能源都是很不利。

#### 2、设计原则的分析

从机械制造业的发展来看,设计原则应满足降低噪声和空载功率的要求,为此就应尽量降低各传动轴的转速,并减少传动轴的数目,以缩短传动链,特别要力求缩短高速传动链。但降低传动轴的转速会导致轴的直径增大,两者是互相矛盾的,应该找出主要矛盾,全面地合理地解决这些问题。下面利用有关公式对这些问题作一些定量分析。

传动轴的粗略计算公式为:

$$d = 91 \sqrt[4]{\frac{N}{n_j[\varphi]}} \quad (\text{mm}) \quad (1)$$

式中:  $d$ ——传动轴直径  $(\text{mm})$ ;

$N$ ——该轴传递的功率[KW];

$n_i$ ——该轴的计算转速[rpm];

$[\varphi]$ ——该轴每米长度允许扭转角[deg/m]。

计算主传动系统空载功率的实验公式为:

$$N_{\text{空}} = \frac{K \cdot d_{\text{平均}}}{10^6} [\sum n_i + c n_{\text{主}}] \quad (2)$$

式中:  $\sum n_i$ ——除主轴外各中间轴的转速和[rpm];

$d_{\text{平均}}$ ——除主轴外各中间轴的平均轴颈[mm]

$n_{\text{主}}$ ——主轴的转速[rpm];

$N_{\text{空}}$ ——主传动系统空载功率损耗值[KW];

$K$ ——与制造及装配质量、使用时间长短和润滑条件有关的系数,一般取 $K=3\sim 5$

此处取 $K=4$ ;

$C$ ——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 $K_{\text{主}}=1.5$ 。

计算噪声的实验公式为:

$$L_p = 20 \lg [3.5 (mZ)_s \cdot \sum n_i + 4.5 \sqrt{p} (1 - \lg \beta) (mZ)_s \cdot n_s] - 54 \text{ dB(A)} \quad (3)$$

式中:  $(mZ)_s$ ——除主轴外其余各轴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];

$(mZ)_s$ ——主轴上各齿轮分度圆直径的平均值[mm];

$n_s$ ——主轴的转速[rpm];

$\beta$ ——主轴传动齿轮的螺旋角[度];

$p$ ——传到主轴经过的齿轮对数。

分析上面三个公式可以看出,在其它条件不变的情况下,降低传动轴的转速对传动轴直径的影响并不大,但可显著地降低空载功率和噪声。以图1所示的CA6140型车床的转速图为例,当 $n_{\text{主}}=500\text{rpm}$ 时,不计进给系统,则 $\sum n_i=6958\text{rpm}$ ,该车床的 $d_{\text{平均}}=34\text{mm}$ , $C=3.97$ ,代入式(2)可算出:

$$N_{\text{空}} = \frac{4 \times 34}{10^6} (6958 + 3.97 \times 500) = 1.216$$

[KW]

当 $n_{\text{主}}=500\text{rpm}$ 时,  $(mZ)_s=106.9\text{mm}$ ,

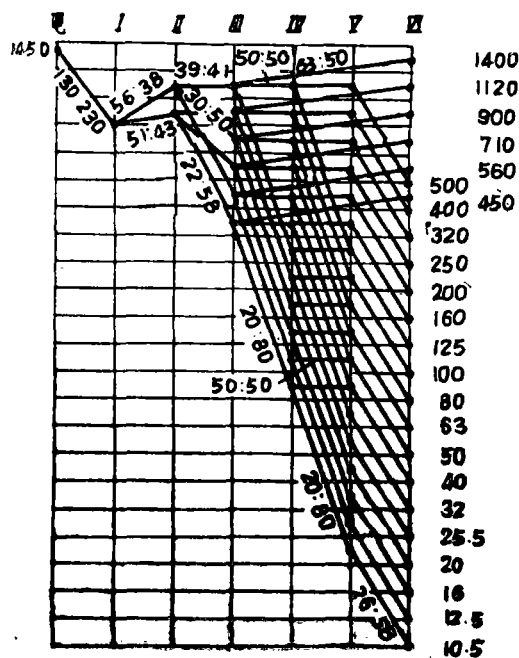


图1

$(mZ)_{\text{总}} = 166\text{mm}$ ,  $\beta = 10^\circ$ ,  $p = 5$ , 代入式(3)得:

$$L_p = 20 \lg [3.5 \times 106.9 \times 6958 + 4.5 \sqrt{5(1 - \lg 10^\circ)} \times 166 \times 500] - 54 = 76.35 \text{dB(A)}$$

如传动设计中能将传动轴的转速降低1/5, 则 $\Sigma ni$ 降为5566.4rpm, 这会使传动轴的直径增大, 假设近似地认为各轴的计算转速均降低1/5, 则根据式(1)可算得:

$$d_{\text{平均}} = 91 \sqrt[4]{\frac{N}{n_j (1 - \frac{1}{5}) [\varphi]}} = 34 \sqrt[4]{\frac{1}{4/5}} = 35.95 \text{mm}.$$

用变化后的 $d_{\text{平均}}$ 和 $\Sigma ni$ 值代入(2)、(3)式可得 $N_{\text{空}} = 1.086 \text{KW}$ ,  
 $L_p = 74.85 \text{dB(A)}$ 。

为便于对比, 将计算结果列表如下:

$\Sigma ni (\text{rpm})$	$d_{\text{平均}} (\text{mm})$	$N_{\text{空}} (\text{kW})$	$L_p \text{ dB(A)}$
6958	34	1.216	76.35
5566.4	35.95	1.086	74.85

由表可见,  $\Sigma ni$ 降低后  $d_{\text{平均}}$  增加不多, 所以材料费的增加是微不足道的, 而  $N_{\text{空}}$  却减少0.13KW, 如按每天两班工作计算, 一台机床一年就可节省几百度电, 并且噪声降低了1.5dB(A), 改善了工作环境。所以在设计主传动系统时, 不论从经济观点考虑, 或从改善工作环境考虑, 均应当尽量降低传动轴的转速。当前常用的设计原则是不能满足这些要求的。

## 二、降低噪声和空载功率的设计方法

### 1. 对结构网方案的分析和选择

由上分析可知, 为了降低噪声和空载功率, 就应尽可能降低传动轴的转速, 下面从这个要求出发, 对选择结构网方案的一些原则作些分析。

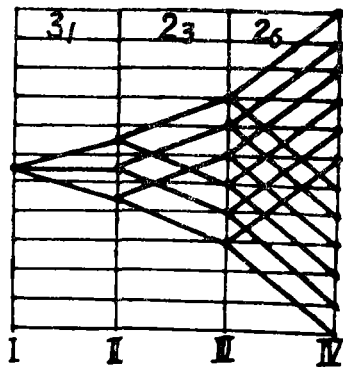


图2

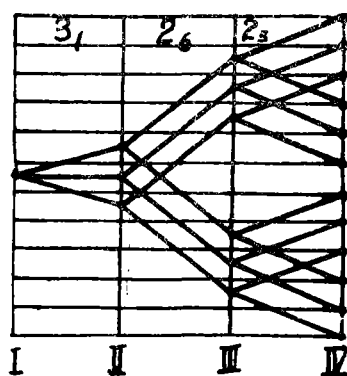


图3

图2~5给出12级转速的4种结构网方案, 按照传统的设计原则, 认为图2为最优方案, 因为它完全符合“前密后疏”、“前多后少”的原则, 图3~5均不完全符合上述原则。假如四

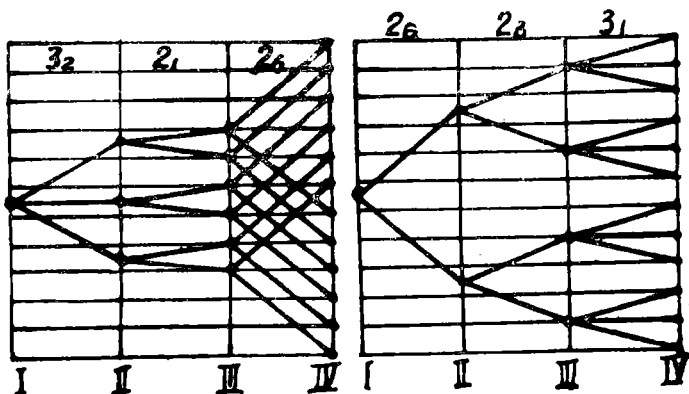


图4

图5

个方案中各传动轴的最高转速相同,则在图3中的Ⅲ轴和图4中的Ⅱ轴的平均转速均比图2中相应轴的平均转速为低,这对降低噪声和空载功率都是有利的,从这个观点考虑,图3和4均比图2为优。图5为“前疏后密”、“前少后多”的方案,Ⅱ、Ⅲ轴的平均转速均比图2为低,所以从降低噪声和空载功率考虑,图5也比图2为优。“前密后疏”、“前多后少”的设计原则是不能满足降低噪声和空载功率的要求的,适当采用“前疏后密”、“前少后多”的设计方案,对降低噪声和空载功率将是有利的。

## 2. 缩短转动链

缩短传动链可使 $\sum n_i$ 和 $p$ 值均减少,从式(3)可以看出,这比单一地降低传动轴的转速会有更好的降低噪声的效果。又因缩短传动链后 $d_{平均}$ 并未增大,故由式(2)可知,利用缩短传动链可比单一地降低传动轴的转速有更好地降低空载功率的效果。

以图1为例,当主轴为500rpm时,Ⅱ~Ⅴ轴的转速均在1100rpm以上,如能减少一根轴,则可近似地认为传动轴的转速和可减少1100rpm,则 $\sum n_i$ 变为5858rpm,啮合齿轮对数变为 $p=4$ ,其它参数保持不变,将各值代入式(3)可得 $L_p=74.97\text{dB(A)}$ ,将各值代入式(2)可得 $N_{空}=1.07\text{KW}$ 。

现将缩短传动链前、后, $L_p$ 及 $N_{空}$ 的数值列表如下:

啮合齿轮对数	$\sum n_i (\text{rpm})$	$L_p \text{ dB(A)}$	$N_{空} (\text{kw})$
5	6959	76.35	1.216
4	5858	74.97	1.07

由表可见,仅减少一根传动轴就可使噪声和空载功率有明显地下降,所以在传动设计时,缩短传动链是非常重要的。要缩短传动链,主要地需要解决二个问题,一是如何得到主轴的最低转速,二是如何满足主轴大变速范围的要求。

图6是CT6140型车床的转速图,通过分析这个转速图对解决上述问题是有启发的。该车床的传动链较短,为了得到主轴的最低转速,从a变速组就开始降速,并在Ⅱ~Ⅲ轴间和C变

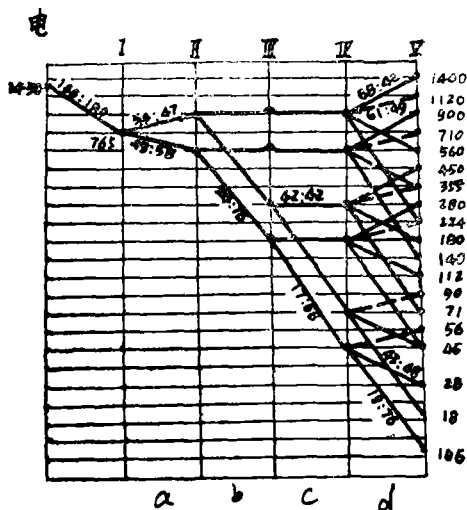


图6

到主轴所要求的最低转速, 这些设计原则对缩短传动链是不利的。

### 3、采用混合公比变速系统

CT6140型车床采用了混合公比变速系统, 把d变速组作为演变组, 演变付只有一个, 如图6的虚射线所示。采用混合公比使d变速组的变速范围在不超过允许值的情况下, 得到较多的变速级数, 从而使常用的转速区域内得到小公比, 另一方面, 在变速级数确定的情况下, 比单公比有较大的变速范围, 进而满足总变速范围的要求。所以在短链设计中, 采用混合公比变速系统往往会得到更合理的设计方案。

综上所述, 在设计主传动系统时, 为了降低噪声和空载功率, 应该考虑下面几个问题。

1. 为了降低传动轴的转速, 在选择结构网方案时, 应适当采用“前少后多”和“前疏后密”的原则, 在拟定转速图时, 应采用“降早升晚”的原则。

2. 应尽量缩短传动链, 特别是对高速传动链, 更应特别注意使其缩短。

3. 应适当增多最后一个变速组的传动付数, 并采用混合公比变速系统。

以上提出了一些粗浅的分析和看法, 难免有片面和不当之处, 诚恳欢迎批评指正。

## 参 考 文 献

- [1] 戴曙主编:《金属切削机床设计》, 机械工业出版社1981年。
- [2] 陈易新编:《机床课程设计指导书》哈工大出版, 1981年。
- [3] Н.С.АЧЕРКАН:《МЕТАЛЛОРЕЖУЩИЕ СТАНКИ》 1956年,
- [4] 张策主编:《机床噪声——原理与控制》 1984年。
- [5] 王宝兴等: CA6140型普通车床传动效率的试验及分析, 《机床》1984.7。
- [6] 徐侠等: 车床床头箱噪声计算公式探讨, 《机床》1983.12。
- [7] 王宝兴等: 混合公比变速系统的基本规律, 《机床》1981.12。

速组均安排较大的降速。为了使主轴获得较大的变速范围, 除采用分支传动外, 在d变速组安排了4个传动付, 这样可使在短传动链只有二个变速组, 且a变速组因结构限制只能安排二个传动付的情况下, 使短传动链得到较多的主轴转速级数, 并有较大的变速范围; 另外在C、d两个变速组采用“前疏后密”“前少后多”的方案, 从而使IV轴的转速较低且变速范围较大, 再通过传动付较多的d变速组, 得到了所要求的主轴最低转速和较大的总变速范围。可见在短链设计中, 适当采用“前疏后密”和“前少后多”的方案, 还是很有意义的。“前密后疏”, “升早降晚”的原则往往会导致需要较多的传动付, 才能降