

同步齿形带传动的降噪研究

施绍平(江西宜春师范专科学校) 翁贤邦(上海交通大学)

1 概述

同步齿形带传动近来常用于一些机器设备之中,这是由于它具有优良的机械性能,且不需润滑、维修方便等特点。由于同步齿形带传动常用于一些安静场所,因此它的传动噪声又会成为一个突出的问题。本文就同步齿形带传动噪声的产生机理、影响因素及降噪方法进行探讨。

2 同步齿形带传动的啮合传动原理

由图1表明,如果同步齿形带的节线和带轮的节线相重合,则能获得正确的圆运动。但仔细观察可知,它是由圆运动和弦运动相互交替进行的啮合运动,即一部分相当于内啮合齿轮的传动,另一部分相当于链传动。

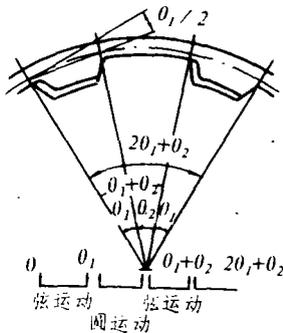


图1 传动运动变化与角位变示意图

3 传动噪声的机理分析

同步齿形带传动所产生的噪声主要有以下几个部分:

3.1 啮合冲击声

带与带轮啮合时,带齿和轮齿产生撞击,从而发出声音,这部分声音是同步齿形带传动噪声中最主要的一部分。图2表明了以冲击噪声为主的传动噪声的波形和频谱。噪声随啮合频率 f_z 周期性波动,在啮合周期内其峰值立即衰减,这是明显的冲击噪声特性。噪声谱中 $5k \sim 13kHz$ 的声级也较大,这主要是受带的特性频率 f_c 的影响,聚氨酯带 f_c 约 $10kHz$,橡胶带 f_c 约 $4.2kHz$ 。转动频率 f_n 处的声级也较大,但由于在低频,故对声级的贡献不大。

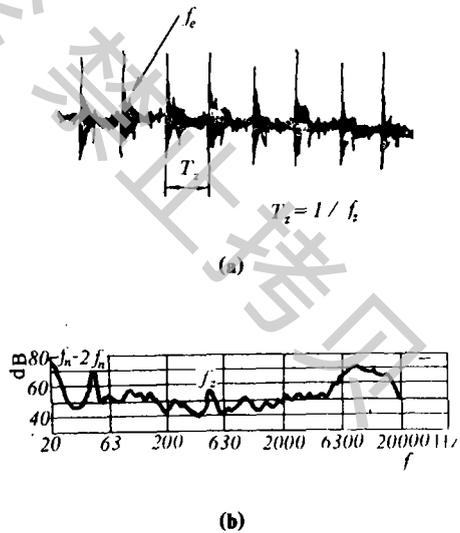


图2 啮合冲击噪声的声压波形及频谱

为了研究啮合冲击噪声的产生机理,采用每两齿缺一齿的带(图3)。这种带的声压波的形状和正常带一样有冲击声波的形状,也是每隔一段时间重复一次。由此

得出结论：冲击声不是由带齿和轮齿的撞击产生的，而是由轮齿顶部（A点）与带齿根部（a点）的冲击所引起的。图4给出了不同转速的声级曲线，由图可看出冲击速度是影响啮合冲击噪声的重要因素。

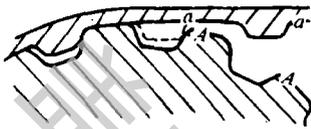


图3 缺齿带的啮合状态

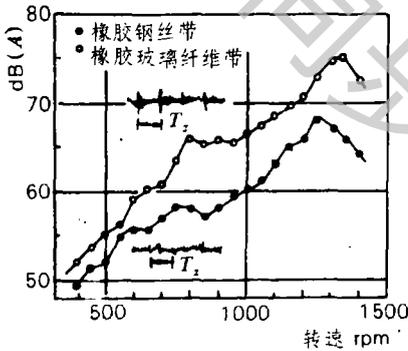


图4 不同转速下的声级及波形

图5表明同步齿形带传动的啮合状况，为了研究轮齿顶部与带齿根部的冲击，把带轮作为一多边形来处理。啮合之初，多边体的顶边即轮齿顶部的A边经过一些角度撞上带。现假设带是完全弹性的，且在轮的节圆位置及忽略带的横向振动。在图示方法上，啮合前的带速 v_b 和轮齿顶A的速度 v_w 的绝对值分别为：

$$|v_b| = \frac{\pi n D_0}{60} \quad (1)$$

$$|v_w| = \frac{\pi n D_k}{60} \quad (2)$$

式中， n —转速，rpm；

D_0 —轮的节圆直径；

D_k —带轮外径。

带与轮的齿顶部的夹角 α 为

$$\alpha = \frac{\pi}{z} - \frac{2w}{D_0} = \frac{1}{z} \left(\pi - \frac{2w}{m} \right) \quad (3)$$

式中， z —轮齿数；

w —轮节圆处的齿宽；

m —模数。

因此，冲击速度 v_i 为：

$$v_i = 2|v_b| \sin \alpha = \frac{\pi n D_0}{30} \sin \alpha \quad (4)$$

式(4)还可改写为：

$$v_i = \frac{\pi(\pi - w/m)}{30} mn - \frac{\pi(\pi - w/m)^3}{180} \frac{mn}{z^2} + \dots \quad (5)$$

式(4)、式(5)表明冲击速度随带速和轮的多边效应 ($\sin \alpha$) 的增加而增加。在实际中，冲击速度还受到带的横向振动和挠曲刚度的影响。

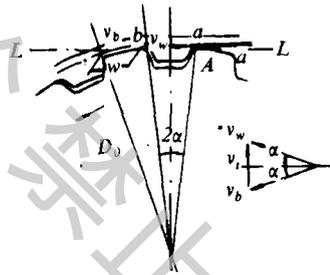


图5 同步齿形带的啮合状况

同时我们还注意到噪声主要来自主动轮的啮合点，从动轮比主动轮的噪声小的原因是：带与从动轮啮合时，由于从动轮作用于带的松边，啮合点对带轮的作用力更小，从动轮齿顶与带齿根的冲击也不似主动轮那样强，亦即：①由于带的挠曲刚度及实际冲击点 a 比理想带（完全弹性）齿底水平 LL 更高一些，带的松边在 b 点不能构成一个 α 角（见图5），因此， v_i 将比式(4)的结果更小。②带的松边的冲击点在冲击方向上容易移动，这样也就使冲击

变小和冲击声变得更柔和。

根据上面的分析,也可看出降低啮合冲击声的基本方法就是减小带轮齿顶部与带齿根部的冲击。

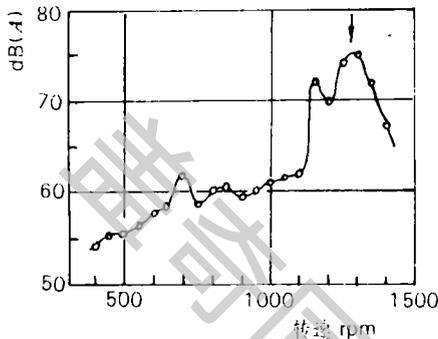


图6 不同转速下的共振噪声

3.2 带的横向振动所产生的声音

当带轮产生周向振动的时候,带的横向振动和带轮的周向振动相互影响,相互耦合。带的横向振动为一强迫振动,激励频率为啮合频率 f_z , 因此,当转速接近 f_z 和带的横向振动固有频率时,横向振动将变得很大,特别是带的张力很大以及带的根部与带轮压得很紧的时候。带的张力大横向振动变大的原因为:当张力很小时,由于挠曲刚度的作用,带与轮齿压得不紧,冲击速度也不大,同时,在横向振动方向上带的支点 A 的运动使带变得光滑,幅值也变小。交点的横向运动和啮合冲击作为一激励作用在系统上,因此可以认为随带的张力的增大及弯曲刚度的减小,带的横向振动变得剧烈。当横向振动在 f_z 处发生共振,只要固有频率不高,噪声级也不会增加太多;但是如果带的张力很大,固有频率又高,那么横向振动产生的噪声将很大,同时还诱发出其他噪声。图6表示不同转速的共振噪声曲线。图7表明了共振噪声的波形及频谱,波形几乎是 f_z 的正弦波;频谱表明 f_z 的作用远比其他频率

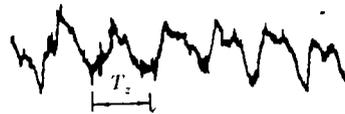
成分更大。由于抗拉层伸长很小,质量较轻,因此,当带受到剧烈的拉伸,内部张力变大,带的横向振动固有频率也增大。

3.3 摩擦噪声

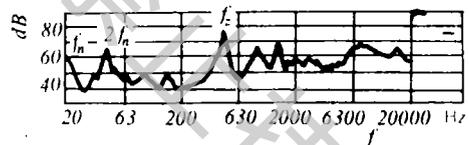
同步齿形带传动产生摩擦噪声的途径有:带齿与轮齿之间摩擦;带与挡边之间的摩擦。带齿与轮齿的摩擦噪声通常被同时发出的啮合冲击声所掩盖(见图2(a)、7(a));而带与挡边的摩擦噪声能清楚听到。但带与挡边的接触能减轻带轮齿顶与带齿根的冲击,也就降低了啮合冲击声,为此总声级降低。而实际传动中,考虑到带的寿命,通常不与挡边接触,因而摩擦噪声对传动噪声的影响可以忽略。

3.4 由于带轮振动而产生的噪声

3.5 带与带轮之间的气流噪声



(a)



(b)

图7 共振噪声的声压波形及频谱

通过上述对同步齿形带传动噪声的机理分析,可得出下列结论:

(1)在一般运转条件下,啮合冲击噪声是传动噪声中最主要的组成部分;

(2)啮合冲击噪声是由传动带轮的齿顶与带的齿根的冲击而引起的;

(3)如果带的张力足够大,带的横向振动与啮合频率的共振会产生较大的噪声;

(4)如果能消除啮合冲击噪声和带横向

振动的共振噪声，那么同步齿形带传动是很安静的。

差值随带速的增加而越来越大。随着带速增加，啮合冲击力也增大，啮合冲击噪声也变大。

4. 影响同步齿形带传动噪声的因素

4.1 带的材料和结构

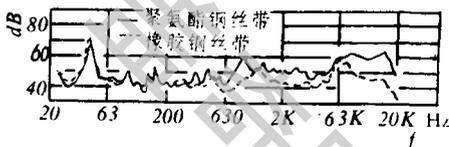


图8 材料对噪声的影响

啮合冲击噪声在很大程度上受到带基、轮齿的材料和刚度的影响。图8清楚地表明了不同材料对噪声的影响。橡胶比聚氨酯更软，冲击也更不明显，为此橡胶带的噪声比聚氨酯带的更小。图9表明了三种不同材料和结构带的传动噪声。

4.2 带速的影响

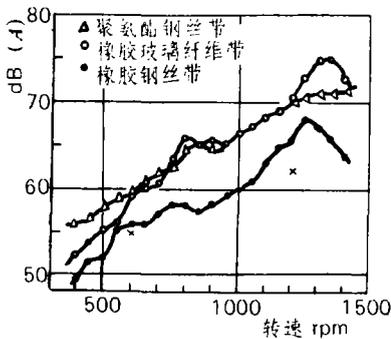


图9 带的结构对噪声的影响

图10表明了带速与声级的关系，声级与带速成正比。带速的增加促使啮合冲击频率升高以及啮合冲击力增加。图中虚线为假设啮合冲击所引起的声音不变，并以400rpm的声级为起点，噪声随 f_2 的变化情况。和虚线相比，测量值总是偏大，其

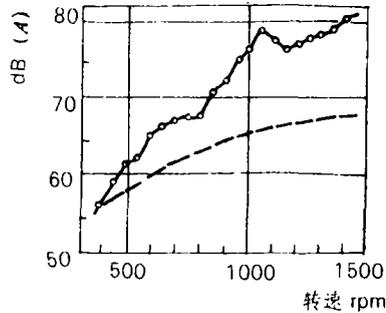
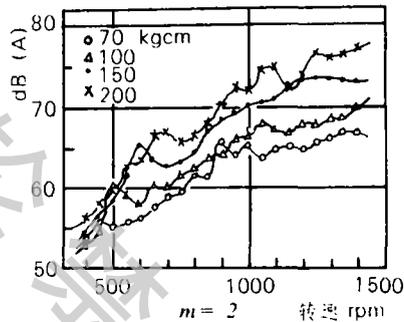
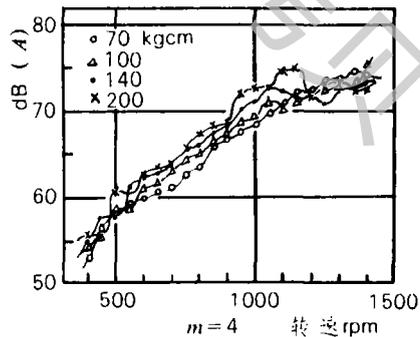


图10 带速对噪声的影响



(a)



(b)

图11 带的传递载荷对噪声的影响

4.3 带的张力的影响

带的张力对噪声的影响如图 11, 从图中可以看出随着带的传递载荷的增加, 噪声级也增加。同时, 小模数带的载荷对噪声的影响较为明显, 特别是高转速的情况; 大模数带的载荷对噪声的影响较小。其主要原因是小模数带的弯曲刚度小、承载能力也小; 另一原因是带的齿根到抗拉层的弹性体的厚度, 小模数的更小, 这就使得吸收啮合冲击的能力小。

4.4 带轮的多边效应的影响

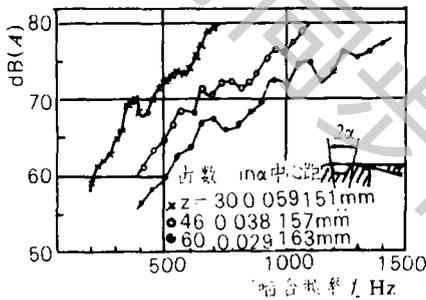


图 12 带轮多边效应对噪声的影响

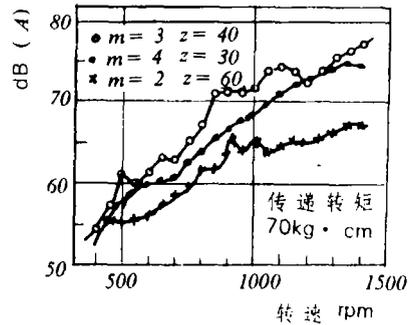
图 12 表明了, 在相同模数和带的张力的条件下, 几种带轮的传动噪声比较。从图中看出, 随带轮齿数的增加, 传动噪声减小。其原因为带轮的多边效应减小, 冲击速度降低, 作用在带上的冲击力也减小。在大齿数的情况下, 带轮齿数对噪声的影响不大, 这时传动噪声主要是由其它因素影响, 如带的种类、中心距等等。

4.5 模数的影响

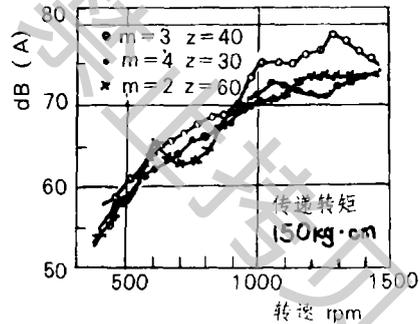
三种不同模数的同步齿形带传动噪声如图 13。从图中可以看出随着传递力矩的增加, 模数对噪声的影响变小。同时, 声级和模数之间不存在简单的关系, 其原因是: 在直径相同的情况下, 模数小齿数就多, 多边效应减小, 在带速相同时啮合冲击速度变小, 啮合冲击声功率也变小; 另

一方面小模数带轮的啮合频率增大, 这两方面相互补偿。

同样在齿数相同的条件, 模数与噪声之间也不存在简单关系, 这是因为: 小模数带轮的直径小, 带的张力变大, 造成噪声增加; 另一方面, 小模数的带速低, 冲击速度也就小, 使噪声降低, 这两方面因素也相互补偿。



(a)



(b)

图 13 模数对噪声的影响

4.6 中心距的影响

中心距对噪声的影响见图 14, 当中心距增大, 传动噪声将减小。

4.7 带宽的影响

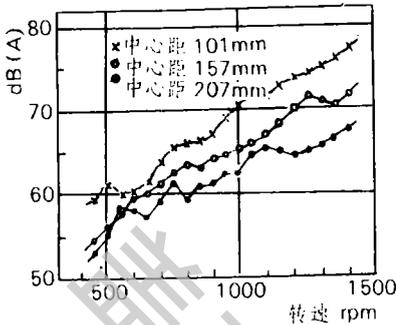
使用窄的带对降低传动噪声很有好处。图 15 表明了带宽为 20mm 和 10mm

带的噪声情况。可看出 10mm 宽的带传动

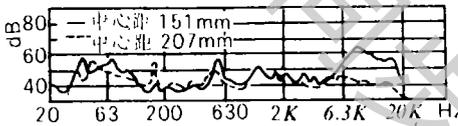
几乎不包含啮合冲击声，高频成分消除了许多。在整个转速范围，噪声级降低 6dB 以上，高速区则超过 10dB。由于两条 10mm 宽的带传动噪声不会比一条高 6dB，因此使用多条带传动对降低噪声是有效的，特别是高速传动。

4.8 周节误差的影响

图 16 表明周节误差和噪声的关系。大张力时，在 $\Delta t = -0.02 \sim -0.03\text{mm}$ 处的噪声值最小，而后随误差朝正方向增大而增大；小张力时，声级随误差的正方向增大而减小，但如果正误差太大声级也会提高。比较图中 (a)、(b) 可以看出，小张力时选用正误差，大张力时选用负误差，有较好的降噪效果。

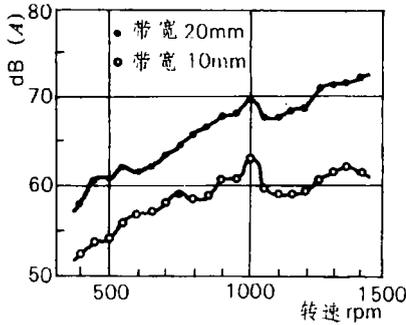


(a)

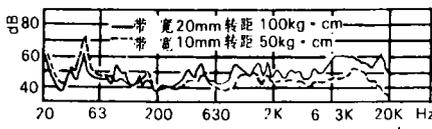


(b)

图 14 中心距对噪声的影响



(a)



(b)

图 15 带宽对噪声的影响

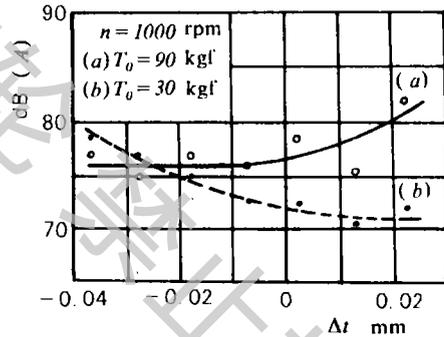


图 16 周节误差对噪声的影响

4.9 啮合特性的影响

图 17 (a) 表明了带和带轮在带齿开始与主动轮啮合的啮合状态，图 17 (b) 为四种状态的带轮的传动噪声值和干涉量 $\lambda(x)$ 的关系，转速为 1000rpm，忽略共振引起的噪声值。在大张力处 ($\lambda > 0.3\text{mm}$)，声级随 $\lambda(x)$ 增加而增大；而在小张力处 ($\lambda < 0.3\text{mm}$)，声级主要依靠周节误差。因此，若选定合适的周节误差，并使 $\lambda(x) = 0.1 \sim 0.2\text{mm}$ ，将会得到较好的降噪效果。

4.11 带轮结构对噪声的影响

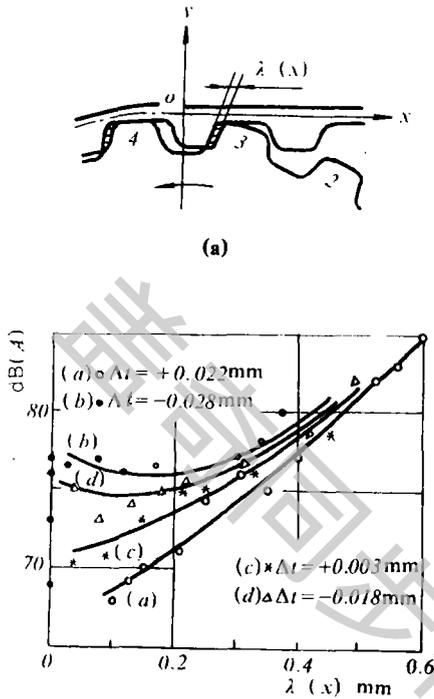


图 17 啮合特性对噪声的影响

4.10 带轮齿顶圆角对噪声的影响

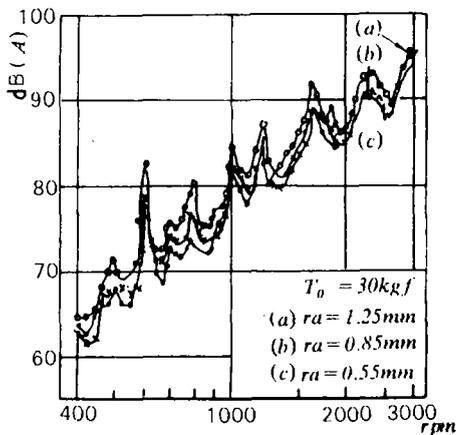


图 18 齿轮圆角半径对噪声的影响

图 18 表明了带轮齿顶圆角半径对噪声的影响。经过比较发现，(a) 状态的噪声值比其它状态都高，似乎当齿顶圆角半径减小，噪声级也减小。

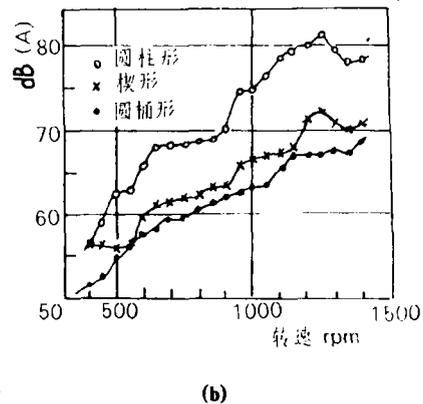
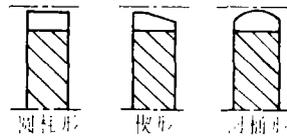


图 19 带轮结构对噪声的影响

图 19 (a) 为几种带轮的结构，图 19 (b) 为这几种带轮的传动噪声。非圆柱形带轮的噪声比圆柱形带轮的噪声轻得多，其原因是受到非圆圆柱度，也就是直径变化的影响。

5 降低噪声的措施

前几部分较为详尽地分析了传动噪声的产生机理和影响因素。这部分将就降低同步齿形带传动噪声的途径进行探讨。我们知道啮合冲击声为传动噪声中的最主要成分，如果没有这部分噪声，传动将很安静。因此要降低传动噪声，首先就要降低啮合冲击声，下面就简单介绍几种降噪措施：

(1) 改进带和带轮的材料

在 4.1 中已指出，如果使带齿根或轮

齿顶的材料更为柔软，可大大改善噪声性能。

(2)用多根窄带代替一根宽带

正如 4.7 指出的那样，使用多根窄带代替一根宽带传动，在传递相同功率的情况下，传动将更为安静。

(3)采用较低的带速

在结构许可的情况下，采用较低的带速对降噪很有好处。

(4)选用合理的传动结构形式

在 4.6 中知道，随中心距增大运转噪声减小，因此在合理的情况下可适当地增加中心距。

(5)采用非圆柱形带轮

非圆柱形带轮比圆柱形带轮的传动噪声约低 6~10dB，高速时更为明显。因此，采用非圆柱形带轮可大幅度地降低噪声。

(6)适当减小带轮齿顶圆角半径

4.10 中讨论了圆角半径对噪声的影响，发现圆角半径减小，噪声也减小。这就提醒我们不能使用大的圆角半径。

(7)提高带轮和带的制造精度

提高制造精度，可以缓和传动过程中的振动和冲击，降低噪声。

(8)提高同步齿形带传动的安装精度

安装精度的提高，可以缓和传动过程中的振动和冲击，减小带的横向振动，从而降低噪声。

6.应用

同步齿形带传动具有传动可靠、噪声低、维护简便等特点，自问世以来，已广泛地用于现代机械工业，成为重要的传动部件。在国内起步较晚，仅在一些精度要

求较高的机器设备中使用。

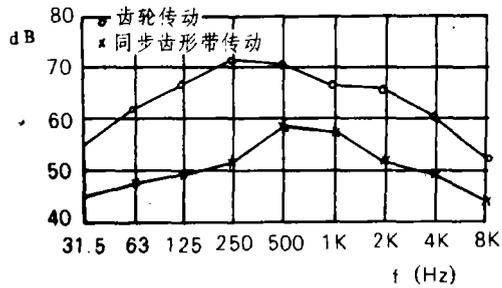


图 20 齿轮传动和同步齿形带传动频谱对比

作者曾在上海市环保局资助的“切面机降噪研究”课题中，应用同步齿形带传动代替原来的齿轮箱传动，取得了很好的效果。原来的切面机为六台电机经齿轮箱传动，噪声大，严重影响周围环境。后经过各种传动方式进行研究，选定同步齿形带传动代替齿轮箱传动，三个噪声较大的传动机构体替代后取得了 11dB(A)以上的降噪效果，整机噪声水平达到环保要求，其频谱对比见图 20。同时还发现同步齿形带传动不改变原有机件性能。为此，同步齿形带传动可在相当广泛的范围代替一般带传动、链传动和齿轮传动，从而成为重要的传动部件。

参考文献

1. Aizon KuBo etc., "On the Running Noise of Toothed Belt Drive-(1st Report), Bulletin of JSME, vol.14, No.75, p.991, 1971.
2. Aizoh KuBO etc., "On the Running Noise of Toothed Belt Drive-(2nd Report), Bulletin of JSME, vol.14, No.75, p.998, 1971.
3. Masanori KAGTANI etc., "Some Methods to Reduce Noise in Toothed Belt Drive, Bulletin of JSME, vol.24, No.190, P723, 1981.

(下转 42 页)

表 2

操 作	显 示	注
1.107944093 [STO] [C]	1.107944093	常数 C
1.107944093 - I [STO] [A]	0.107944093	初值 α_0
52.79290862 [STO] [F]	52.29290862	基圆 d_0
63.07 [STO] [D]	63.07	外径 D_e

例：某渐开线花键拉刀，模数 $m=2.54$ ，分度圆压力角 $\alpha_f=30^\circ$ ，齿数 $z=24$ ，分度圆弧齿厚 $S=2.01$ ，齿顶圆直径 $D_e=63.07$ ，求算齿廓齿顶转接 R 值。

a) 计算基圆弧齿厚 S_0

$$d = m \cdot z = 2.54 \times 24 = 60.69$$

$$d_0 = d \cdot \cos \alpha_f = 60.69 \times \cos 30^\circ$$

$$= 52.79290862$$

$$S_0 = \frac{d_0}{d} \cdot S + d_0 \cdot \text{inv} \alpha_f$$

$$S_0 = \frac{52.79290862}{60.69} \times 2.01 + 52.79290862$$

$$\times \text{inv} 30^\circ$$

$$S_0 = 4.578408751$$

b) 计算常数 C 值

$$C = \frac{D_e - S_0}{d_0} = \frac{63.07 - 4.578408751}{52.79290862}$$

$$C = 1.107944093$$

c) 将各有关参数输入计算器内见表 2

d) 在计算器上的准备工作已完毕，现只需操作计算器上 [COMP] 键显示迭代收敛结果及操作 [2ndF] [2:] 两键显示齿廓齿顶转接 R 值，具有操作过程见表 3。

表 3

操 作	显 示	注
RAD		
[COMP]	$I_1 \text{ ANSI} = 0.468458371$	
[COMP]	$I_2 \text{ ANSI} = 0.540011362$	
[COMP]	$I_3 \text{ ANSI} = 0.544322082$	
[COMP]	$I_4 \text{ ANSI} = 0.544338527$	
[COMP]	$I_5 \text{ ANSI} = 0.544338527$	已收敛
[2ndF] [2:]	$2_1 \text{ ANSI} = 0.678916682$	齿顶 R 值

e) 计算结果，齿廓齿顶转接

$$R = 0.678916682$$

从以上介绍的情况可得出如下结论：

采用函数计算器求算渐开线齿廓齿顶转接 R 值具有运算精度高，运算速度快，通用性强等特点。目前，函数计算器在我国工程技术界使用非常普及，开发好各类函数计算器的使用对于提高我们的工作质量及工作效率具有非常现实的意义。

(上接 54 页)

4. Abrate Serge "Noise and Vibration in Power transmission belt", 860428, SAE Techn. Pap. Ser., 1986, 1~10.

5. 张锡山, 徐铁华. 带传动技术. 纺织工业出版社, 1988 年.

6. 徐浦滋等. 带传动. 高等教育出版社, 1988 年.

7. 机械工程手册编委会. 机械工程手册 (第 33 篇, 增补本下册). 机械工业出版社, 1978 年.

8. 机械设计师手册编写组. 机械设计师手册. 机械工业出版社, 1989 年.

9. 机械设计手册编写组. 机械设计手册 (中册, 第二版). 化学工业出版社, 1987 年.