

⑥ 31-35

齿轮状态声信息流的识别法

Identification Method of Acoustic Information Flow of Gear State

余成波
Yu Chengbo

梁德沛
Liang Depei

梁锡昌
Liang Xichang

(重庆大学机一系, 重庆, 630044)

TH132.4
TH113.21

A 摘要 根据齿轮噪声信息流的传播途径研制了固体声传声器和检测系统, 并采用时域分离法分析处理固体声信息以确定齿轮的运行状态。实验结果表明, 将此方法用于齿轮故障识别时, 能确切提取反映齿轮工作状态的信息流。

关键词 固体声; 声信息流; 时域分离法; 齿轮故障

中国图书资料分类法分类号 TH132.4; TH113.21

ABSTRACT According to the transmission way of information flow of gear noise, we present the method of solid state acoustic detection. Noticeing transmission characteristic of the acoustic information flow, we develop and deduce the time domain separating method. The experimental result shows that the method can identify gear failure and also can extract the acoustic information flow of which can correctly reflect, the gear moving characteristic, It is very useful to monitor the gear state characteristic.

KEYWORDS solid state sound; acoustic information flow; time domain separating; gear failures

0 齿轮声信息流传播途径

齿轮是机械传动中常用零件, 其工作状态的好坏将会直接影响整个机械系统的正常运行。图1是齿轮噪声信息流传播模型图。齿轮的啮合声信息流向四周空间直接辐射经箱体的各缝隙传到箱体外(即原始空气声); 另一方面则以弹性波形式由声源沿轴、轴承等构件传播(一次固体声), 同时激励在传播途径中的各构件又辐射出空气声(一次空气声), 此辐射声因构件结构、尺寸、材料及受激励状态的不同, 或强或弱作用在某些构件上(如壳体)形成对该构件的激振源, 从而又激励该构件产生固体声(二次固体声)和向空气中发射空气声(二次空气声)。此固体声在构件传播又产生与一次固体声相同的作用和传递, 可以不断的继续下去, 而且是相互作用的, 因而声信息流在齿轮箱内外的传播是十分复杂的。

由前面分析知, 齿轮声信息流按固体和空气两种途径向外传播, 其中固体传播声信息流

* 收文日期 1993-10-01
国家自然科学基金资助项目

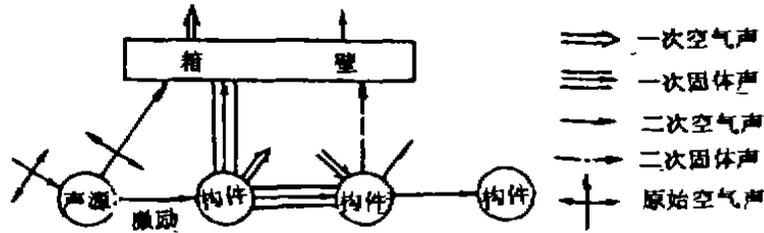


图1 齿轮声信息传播模型图

能量是总信息流能量的90%~95%^[2]。从原理上讲,在机械波传输过程中任何一条路径的任何位置,都可以作为声信息检测点。但空气声信息流检测存在以下缺点:衰减迅速,受周围环境的干扰大,测点有选择性,并且更多地受到结构、尺寸影响。而固体声信息流幅值衰减小(信息强),排干扰能力强,利于现场中进行检测。我们提出采用固体声信息流来检测机器运行状态,并自行研制了固体声传声器和检测系统,并研究了齿轮传动系统固体声信息的分析处理方法。

1 齿轮声信息流特性分析

齿轮在啮合状态下,其啮合振动方程可简化为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k(t)x = F_0 + k(t)e(t) \quad (1)$$

其中 x 为啮合线方向上的相对位移; m 为齿轮副当量质量; c 为阻尼系数; $k(t)$ 为啮合刚度; F_0 为额定外载荷; $e(t)$ 为齿轮误差函数。

由于齿轮轮齿磨损,周节误差等因素的影响,误差激励时常表现为既有周期性又有随机性,而啮合刚度近似为一周期函数,可分解为有限项和的傅氏级数:

$$k(t) = K_0 + \sum_{m=1}^M K_m \cos(2\pi m f_z t + \varphi_m) \quad (2)$$

式中, K_0 为刚度的平均值; f_z 为啮合频率; K_m 和 φ_m 分别为第 m 次谐波的幅值和初相位。

如果齿轮所有齿精确一致,分布均匀,且载荷和转速恒定,则啮合振动主要表现为刚度激励振动^[3],

$$x(t) = \sum_{m=1}^M X_m \cos(2\pi m f_z t + \varphi_m) \quad (3)$$

式中 x_m 和 φ_m 分别为振动谐波的幅值和初相位。由上述易知,声场中某一点的振动也可以表示为上述频率分量振动的迭加,对应的噪声信息流功率谱(单边)为:

$$|p(f)|^2 = \sum_{m=1}^M P_m^2 \delta(f - m f_z) \quad (4)$$

P_m 为声压谐波幅值,即功率谱的主频率分量是啮合频率及其谐波成分^[4]。

当齿轮一轮齿产生裂纹时(影响相邻齿的啮合刚度),齿轮刚度的削弱引起激励和响应的变化,即原啮合刚度的激励被裂纹齿刚度的激励所调制,导致响应具有周期脉冲调制现象,此调制波同样可展成傅氏级数形式:

$$y(t) = \sum_{n=0}^N Y_n \cos(2\pi n f_s t + \alpha_n) \quad (5)$$

式中 f_s 为裂纹齿轮的转频。

调制后的响应为^[3]:

$$v(t) = \sum_{m=1}^M X_m [1 + a_m(t)] \cos[2\pi m f_s t + \varphi_m + b_m(t)] \quad (6)$$

式中 $a_m(t)$ 、 $b_m(t)$ 分别是由调制波 $y(t)$ 引起的幅变量和相移量。这种复合调制的重要特征是相应的噪声功率谱图上的啮合频率谐波族附近出现大量边频带^[3]:

$$f_s = i f_z \pm j f_s, (i, j = 1, 2, 3, \dots) \quad (7)$$

式中 f_s 为边频。边频带提供了轮齿裂纹存在的重要信息,同时也说明了齿轮声特性已发生了质和量的变化。对这种声功率谱进行倒频谱分析,就可清晰地识别频带形态。但是,对于齿轮箱,由于各分量相互的调制原因,往往使边频带的特征不明显,给寻找声源带来困难,为此,我们提出了一种新的时域分离法,即先用移动平均法提取齿轮固体声信息流的啮合频率成份,然后,把移动平均结果作为载波,对原始信号进行检相及低通滤波提出原调制源信息流,具体原理如下所述。

2 时域分离法

2.1 移动平均法的原理

假设一对齿轮的速比为 1:1,其中一个齿轮完好,另一个齿轮有故障(即存在调制现象)。在这种情况下,固体声波形中,故障所引起的信息流分量频率为转频: $f_0 = n/60$, n 为转速,啮合频率为: $f_z = z f_0$, z 为齿数。波形表达式为:

$$v_0 = \sum_{i=1}^{\infty} a_i \cos(i\omega_s t + \alpha_i) + \sum_{i=1}^{\infty} \sum_{j=1}^{\infty} b_{ij} \cos[(i\omega_s \pm j\omega_0)t + \beta_{ij}] \quad (8)$$

$\omega_s = 2\pi f_s$, $\omega_0 = 2\pi f_0$, 将上式 v_0 沿时间轴方向分别错开 $K\Delta t$ ($K = 1, 2, \dots, z$), 如图 2 所示, $\Delta t\omega_0 = \frac{2\pi}{z}$, 整理后得到波形 V_K 为

$$v_s = \sum_{i=1}^{\infty} a_i \cos(i\omega_s t + \alpha_i) + \sum_{i=1}^{\infty} \sum_{j=1}^{\infty} b_{ij} \{ \cos[(i\omega_s \pm j\omega_0)t + \beta_{ij}] \times \cos\left(jk \frac{2\pi}{z}\right) \mp \sin[(i\omega_s \pm j\omega_0)t + \beta_{ij}] \times \sin\left(jk \frac{2\pi}{z}\right) \} \quad (9)$$

$(K = 1, 2, 3, \dots, z)$

移动平均波形:

$$V = (V_1 + V_2 + \dots + V_K) / Z = \sum_{i=1}^{\infty} a_i \cos(i\omega_s t + \alpha_i) \quad (10)$$

即得啮合频率及其高次谐波的波形,也就反映了均匀分布的故障特征。

以上是假设速比为 1:1,若不是 1:1 时,由于啮合频率是转频的整数倍,故同样成立。

2.2 时域分离法模型

齿轮声信息流存在大量的调制信息,为了提取调制信号,可以视目的不同采取幅值解调

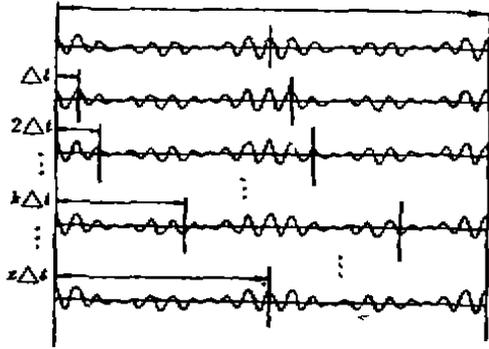


图2 移动平均原理图

和相位解调,这种方法基于希尔伯特变换进行的。实信号 $x(t)$ 的希尔伯特变换 $\hat{x}(t)$ 定义为:

$$\hat{x}(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{x(\tau)}{t-\tau} d\tau = x(t) * \frac{1}{\pi t} \quad (11)$$

即 $x(t)$ 的希尔伯特变换是 $x(t)$ 与 $\frac{1}{\pi t}$ 的卷积。若如 $x(t)$ 与 $\hat{x}(t)$ 构造一解析信号:

$$z_p(t) = x(t) + j\hat{x}(t) \quad (12)$$

时,当 $x(t)$ 为调幅信号时, $z_p(t)$ 具有下列形式:

$$z_p(t) = |x_p(t)| e^{j2\pi f_0 t} = A(t) |e^{j2\pi f_0 t}| \quad (13)$$

而 $A(t) = \sqrt{x_1^2(t) + x_2^2(t)}$,这就给出了调幅信号

$x(t)$ 的包络——幅值调制信号的信息。

而当 $x(t)$ 为调相信号时, $z_p(t)$ 具有下列形式:

$$z_p(t) = |x_p(t)| e^{j[2\pi f_0 t + \varphi(t)]} \quad (14)$$

其中 f_0 为载波频率, $\varphi(t)$ 为相位调制量。若设 $g(t) = x_p(t) e^{j2\pi f_0 t}$, 则: $g(t) = |x_p(t)| e^{j2\pi f_0 t}$, 最后得:

$$\varphi(t) = \arctg[g(t)] \quad (15)$$

它给出了调相信号 $x(t)$ 的相位调制信息。

由上述分析,时域分离法原理如图3所示。先用移动平均法可以提取齿轮固体声信息流的主成份(信号的载波信号)——啮合频率成份,它携带均匀故障的信息。由于局部故障信息流与转频密切相关,测得信息流是由转频与啮合频率相互调制的结果。因此,把移动平均结果作为载波,对原始信号(调幅信号)进行检相,然后经低通滤波即提出原调制源信号,也就是得到齿轮局部故障特征。

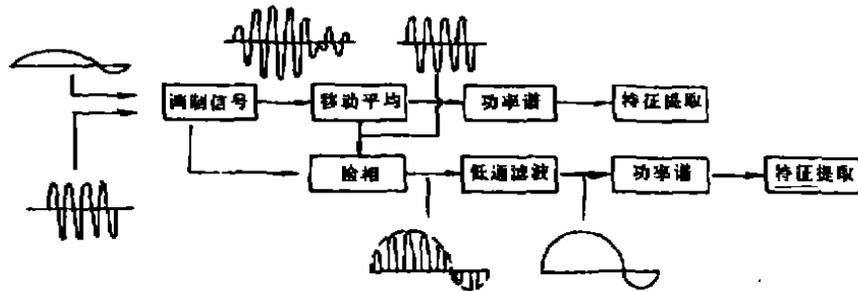


图3 时域分离法模型

3 实验结果

根据上述原理,我们对齿轮副啮合进行实验,其中齿轮副有关参数如表1所示,其中 Z_1 齿轮有一齿部有裂纹,实验结果如下:

表1 齿轮参数

d/mm	Z	M	$\alpha/(\circ)$	b/mm	HB
$d_1 = 84, d_2 = 141$	$Z_1 = 28, Z_2 = 47$	3	20°	40	190 ~ 230

表中, d, Z, M, α, b, HB 分别表示齿轮分圆直径,齿数,模数,啮合角,齿宽和硬度

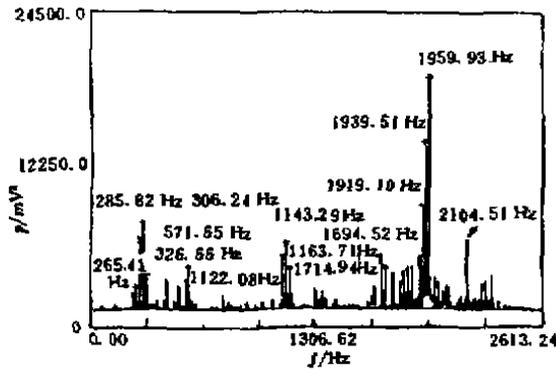


图 4 原始功率谱

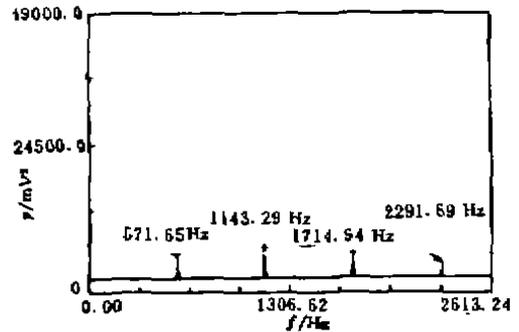


图 5 移动平均后功率谱

图 4 为齿轮啮合时固体声信息流原始功率谱图。在频谱图中,主要成份是:285.82 Hz、571.65 Hz、1143.29 Hz、1714.94 Hz、1959.93 Hz、2184.51 Hz。其中前四个分别是啮合频率的半频、1 倍频、2 倍频、3 倍频,后两者为另外原因所产生(有待研究);并且在这些频率两旁出现了边频成份。边频的出现意味着存在局部故障,边频间隔为 20.42 Hz,此边频间隔正好与输入轴(即 Z_1 轴上)轴频相等。经过移动平均后的固体声谱图成份均为啮合频率的倍频成份,如图 5 所示,故移动平均法提取了齿轮的均匀故障的特征成份。

再经过检波滤波后的固体声谱图成分为轴频,如图 7 所示,即反映了局部故障。从图 5、6、7 可知,固体声所检测的信息流成份是转频与啮合频率相互调质的结果,经时域分离法后均可将它们区别开来,实现分离。

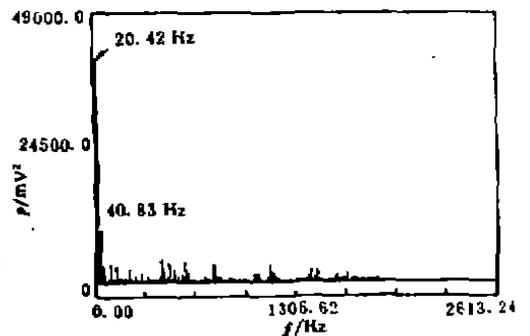


图 6 检波滤波后的功率谱图

4 结 论

- 1) 齿轮固体声信息流检测方法能真实反映齿轮运动状态。
- 2) 时域分离法确切提取了反映齿轮工况特征参数,有利进行状态的识别与监测。
- 3) 时域分离法理论正确,值得推广应用。

参 考 文 献

- 1 余成波,梁德沛. 机械声传播途径与固体声检测. 全国第三届旋转机械故障诊断学术会议,宁波:北京自动化研究所,1992,150~155
- 2 杨玉致. 机床噪声控制技术. 中国农业机械出版社,1983,130~150
- 3 Mc Fadden PD. Detecting Fatigue Cracks in Gears by Amplitude and Phase Demodulation of the Meshing vibration. ASME Journal of vibration, Acoustics, stress, and Reliability in Design, 1986, 108(2):165~170
- 4 Umazawa K, Ajima T. An Acoustic Method to Predict Tooth Surface Failure of inservice Gears. Non-Destructive Testing International, 1983, 16(4), 201~204