

# 用噪声和振动作轮齿失效早期监测的可能性

[日] Fujita, K. Yoshida, A. Ota, K.

## 提要

在不同赫兹应力水平(1400~2000MPa)下,用动力循环式齿轮疲劳试验机,对渗碳淬火和感应淬火直齿圆柱齿轮进行试验,从而搞清了它们的失效形式;从试验上阐明了齿轮在疲劳过程中齿廓的变化和动态特性的变化,如振动、噪声以及齿根应变等。事实说明,在齿轮的疲劳过程中,对于点蚀和由点蚀而引起的断齿,用测量声压级(spl)或声级(sI)的办法进行轮齿失效的早期监测是可能的。

## 前言

通常,在动力传动齿轮运转时,齿轮齿廓恶化,噪声、振动和动载荷增加,齿轮的运转往往变得危险。能够想像到,齿廓的恶化与轮齿的失效形式有关,而此失效形式又随齿轮材料、热处理、运转状态等不同而变化。具有良好润滑条件的齿轮的失效形式,可粗略地分为齿面疲劳失效,如点蚀、剥落和由于弯曲疲劳引起的齿根断齿。因此,具有齿廓恶化的齿轮机座的噪声和振动问题就要和轮齿的失效形式联系起来讨论。可以想像到,采用测量取决于轮齿失效形式的噪声和振动的方法,进行轮齿失效预报是可能的。

在本报告中,对广泛应用于动力传动的渗碳淬火和感应淬火的齿轮,在不同载荷下,用动力循环式齿轮疲劳试验机进行试验,从而搞清了在每一种试验情况下的轮齿失效形式;并且阐明了在轮齿疲劳过程中,具有齿廓恶化的齿轮的动态特性(如噪声、振动和轮齿应变)与轮齿失效形式之间的关系,讨论了用测量噪声和振动的方法监测轮齿失效的可能性。

## 试验齿轮

在表1中给出试验齿轮数据。试验齿轮的材料为铬钼钢,即SCM420钢用于渗碳淬火齿轮,SCM440钢用于感应淬火齿轮。所有试验齿轮都用突角滚刀切成并经精整。大齿轮CG和小齿轮CP是在渗碳淬火后用马格磨齿机制成,大齿轮IG和小齿轮IP则是在感应淬火之后由Reishauer磨齿机制成。图1表示了这些试验齿轮的硬度分布。CG、CP、IG和IP齿轮的表面硬度分别为HV770、820、660和650,其有效淬硬深度分别为0.47、1.77、0.95和1.50

表1 试验齿轮数据

|         | 大齿轮     | 小齿轮    | 大齿轮          | 小齿轮    |
|---------|---------|--------|--------------|--------|
| 试件标记    | CG      | CP     | IG           | IP     |
| 模数 mm   | 4       |        | 4            |        |
| 名义压力角   | 20°     |        | 20°          |        |
| 齿数      | 26      | 19     | 26           | 19     |
| 径向变位系数  | 0       | 0.2925 | 0            | 0.2925 |
| 顶圆直径 mm | 112.00  | 86.34  | 112.00       | 86.34  |
| 中心距 mm  | 91.5    |        | 91.5         |        |
| 齿宽 mm   | 8       | 14     | 10           | 12     |
| 重合度     | 1.413   |        | 1.413        |        |
| 材料      | SCM420  |        | SCM440       |        |
| 热处理     | 渗碳淬火    |        | 感应淬火         |        |
| 齿面最后加工  | Maag 磨齿 |        | Reishauer 磨齿 |        |
| 精度*     | 0 级     |        | 1 级          |        |

\* JISB1702

mm。在这些试验中,齿轮CG和IG用来做失效试验,并且其齿数是互质的,以避免特定齿的啮合。

## 试验过程

在试验中使用的齿轮疲劳试验机属于动力循环型<sup>[1]</sup>,在大齿轮CG和小齿轮CP以及大齿轮IG和小齿轮IP配对下,进行试验。大齿轮CG和IG的转速 $n_2$ 为1800rpm。极压(EP)齿轮油(粘度:在凯氏温度311K下,为 $214.2 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ ;在凯氏温度372K下,为 $17.78 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ )以1.0L/min的速率压进啮入端,

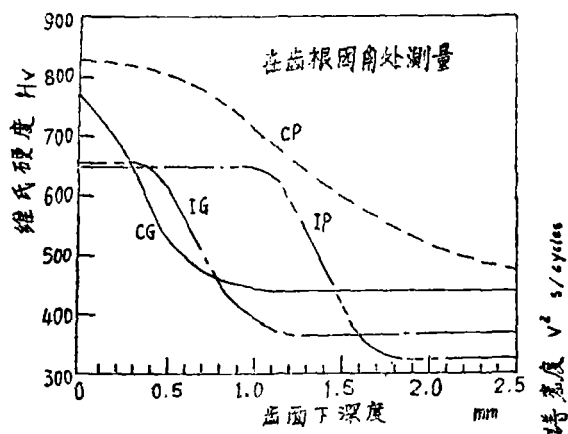


图 1

并且油温调整到  $313 \pm 5\text{K}$ 。当探测到因轮齿失效而引起的振动增加时，试验台就会自动停止运转。

图 2 表示齿轮噪声、振动和齿根应变测量系统的方框图。齿根应变是用动态应变仪和贴在齿根圆角处的电阻片，通过一个滑环来测量的，其测量结果贮存到一个数据汇录器中去，齿轮箱的振动，由固定于齿轮箱（壁厚 10mm）侧表面中心的压电型加速度计来测量，其测量结果通过一个直流放大器贮存到数据记录器中。齿轮箱的噪声由固定在距齿轮箱 300mm 处的电容式传声器探测，其测量结果通过一个精密声级计贮存到数据记录器中。这些贮存的数据通过信号处理机，由 x-y 坐标记录仪留下记录，并进行平均值处理和频率分析。使用光电管和固定在大齿轮与小齿轮轴上带有狭缝的圆盘来获得齿根应变、声压和振动加速度的同步记录，这样就可以达到两个特定齿啮合的同步性。为了与动态轮齿弯曲应力相比较，在每个预定的反复循环，轮齿的静态弯曲应力都在大齿轮每分钟一转的情况下测量。在试验中，使用笔记录器，不断地记录齿轮箱发出的声压级和声级。

### 试验结果和讨论

#### 疲劳寿命和失效形式

大齿轮失效循环次数  $N_2$  与节点处赫兹应力  $P_{max}$  以及  $N_2$  与实际齿根弯曲应力  $\sigma_1$  [2] 之间的关系如图 3 所示，图中还表示了轮齿的失效形式。在所有应力水平下，渗碳淬火齿轮 CG 的疲劳寿命都比感应淬火齿轮 IG 的寿命长。关

于轮齿的失效形式：对于 CG 齿轮，在赫兹应力为 1770MPa 的情况下，它们都在轮齿齿根圆角处发生断裂。有一个 CG 齿轮，在赫兹应力为 1900MPa 的条件下，另一个 IG 齿轮，在赫兹应力为 1470MPa 的条件下，它们都由于轮齿节点附近因齿面裂纹形成剥落而引起断齿。有一个 CG 齿轮，在赫兹应力为 1600MPa 的条件下，和 IG 齿轮（赫兹应力为 1570MPa 和 1370MPa）出现破坏性点蚀的条件下，它们都由于在节点附近因齿面裂纹形成点蚀而引起断齿。用显微镜观察轮齿的横断面，并用电子显微镜进行断口分析，以检查轮齿的失效形式。

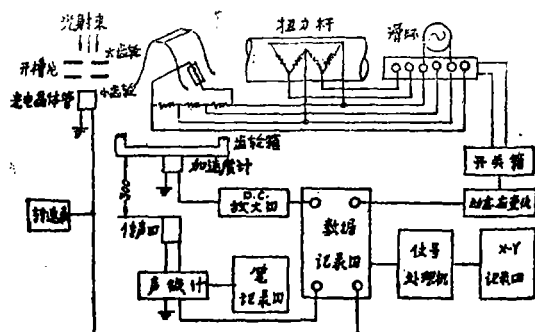


图 2

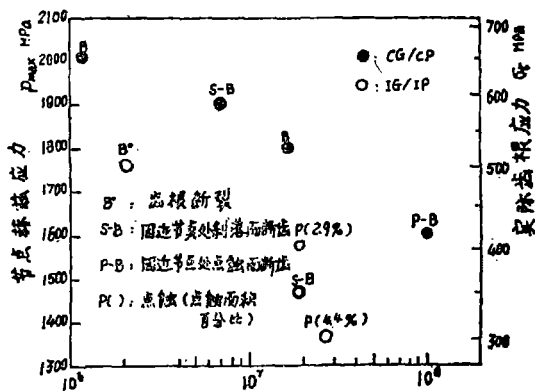


图 3

齿轮 CG 断齿的典型实例如图 4 所示。（图不清，略）图 4(a) 为近节点处因点蚀而断齿，图 4(b) 为近节点处因剥落而断齿，图 4(c) 为齿根弯曲疲劳而断齿的情况。几乎所有失效于因点蚀引起断齿的齿轮，其点蚀情况如图 4(a1) 所示。另一方面，因齿面剥落引起的断齿和因齿根弯曲疲劳引起的断齿，其齿面虽然

不遭受如图4(a1)所示的齿面失效,但是出现如图4(b1)和(c1)所示的轻微磨损。

#### 齿廓变化和动态特性

在疲劳过程中,齿轮动态特性变化的例子如图5所示,图中包括齿廓、振动、噪声和齿根应变的变化。齿根应变是在齿轮对的特定齿啮合时记录而得。振动加速度和声压图形以及功率谱图是从特定齿的10次啮合取其平均数得到的。

图5(a)是在CG同CP齿轮配对时,因节点附近点蚀而引起断齿的测试结果,这时载荷循环数为 $9.7 \times 10^7$ ,赫兹应力为1600MPa。在这种情况下,当循环数为 $2.5 \times 10^7$ 、 $5 \times 10^7$ 和 $7.5 \times 10^7$ 时重新更换小齿轮。在疲劳过程的早期,没有观察到齿廓的明显变化。在循环数

为 $1.5 \times 10^7$ 时,齿面上产生明显的磨损;在循环数 $N_2$ 为 $7.5 \times 10^7$ 时,即在疲劳过程的最后阶段,齿廓极度恶化。相应于齿廓的这些恶化过程,齿根应变、振动加速度和声压图,在疲劳过程的早期没有特殊的变化,但是在循环数 $N_2$ 为 $7.5 \times 10^7$ 时,当齿廓严重恶化时,它们的变化很明显。关于齿根应变图形的变化:在疲劳过程的早期直到循环数 $N_2 = 1.5 \times 10^7$ ,能够区分开双齿接触区和单齿接触区。在循环数 $N_2 = 7.5 \times 10^7$ 时,其最大应变首先产生于双齿接触区,从双齿接触切换到单齿接触时,应变大致上减小,并且在后一双齿接触区,其应变部分地变成零。这可能是在啮合时两个相邻齿之间载荷分配的变化和动态接触特性的变化的缘故。振动加速度图和声压图彼此是近似

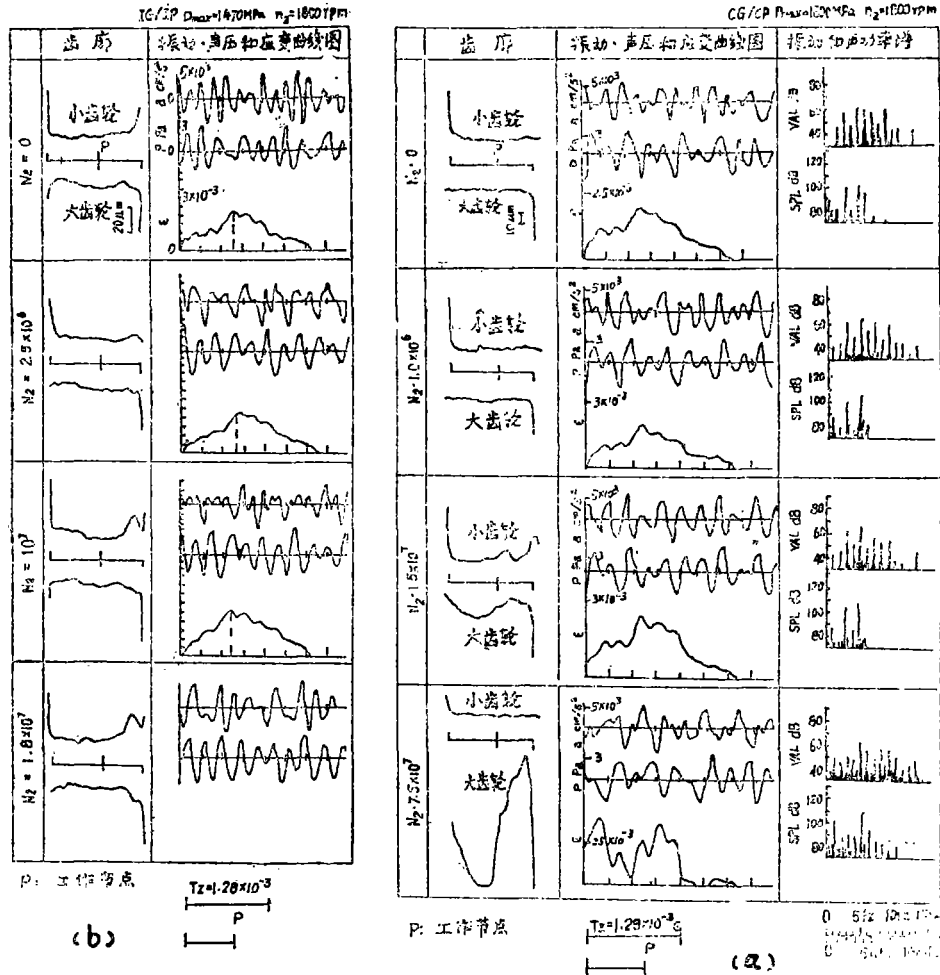


图 5

的,并且随齿的啮合周期 $T_z$ 而作周期地变化。其频率分析的功率谱以振动加速度级(VAL)和声压级(SPL)表示出来。图中尖峰值的频率是轮齿啮合频率 $f_z$ 的倍数,并且当循环次数 $N_2=7.5 \times 10^7$ ,齿廓严重恶化时,图中显现出高频成份。

图5(b)是在IG同IP配对时,因节点附近剥落而引起断齿的测试结果,这时循环数 $N_2=1.8 \times 10^7$ ,赫兹应力为1470MPa。在这种情况下,整个疲劳过程中齿廓几乎没有变化。当循环数增加时,轮齿齿顶逐渐磨损。齿根应变图形也没有显著的变化。在循环数 $N_2=2.5 \times 10^6$ 之后,齿顶受到磨损,这像齿顶修形一样,在双齿接触区,齿根应变图形变得较前面试验的光滑。在循环数 $N_2=1.8 \times 10^7$ 时,即在轮齿刚好折断之前,齿根应变图已无法得到,因为有一个应变片由于反复应变而脱落。然而,从齿廓变化中可以设想,在轮齿刚好断裂之前,其齿根应变图是同循环数为 $10^7$ 时相似的。振动加速度和声压图形彼此相似,并且它们都像图5(a)的情况一样,随轮齿啮合周期 $T_z$ 作周期变化。在图5(b)的情况下,VAL和SPL的频率成份,在整个疲劳过程中几乎是固定的,同时,它们的高频成份甚至在疲劳过程的最后阶段,也几乎不显现出来,这与图5(a)情况是不同的。

几乎所有因齿根弯曲疲劳断齿的情况,在轮齿疲劳过程中,其齿廓变化的趋势和齿根应变、振动加速度、声压的动态特性变化的趋势,差不多与图5(b)相同。图5(b)是近节点处因剥落而断齿的情况。

在IG同IP齿轮配对,赫兹应力为1570MPa,出现破坏性点蚀的情况下,VAL与SPL之间关系的一例如图6所示。这个结果是对每一预定的循环数,在九种转速 $n_2$ (600~3000rPm之间)下得到的,而整个疲劳试验都在大齿轮1800rPm一种转速下完成。在图6中,VAL与SPL之间可认为是线性关系。其它情况也得到这种线性关系。

### 齿轮失效监测的可能性

如上所述,在齿轮疲劳过程中,齿廓的恶化和齿根应变、振动、噪声这些动态特性取决于轮齿的失效形式。在CG同CP配对的情况下,对于每一种失效形式,在疲劳时,其SPL的变

化如图7所示。在所有图6的情况,在试验的早期,由于跑合的效果,SPL稍微地减少。此后,在轮齿失效之前,SPL几乎固定不变,这对于因齿根疲劳断齿和因近节点处剥落而断齿的情况就是这样。对于因近节点处点蚀而断齿的情况,其SPL随着点蚀的增长而增大,直到轮齿失效。在IG同IP<sup>[3]</sup>齿轮配对的情况下,已观察到声级(SL)的变化,这个结果也与图7所示的相同。从图6所示的线性关系来看,可以认为在轮齿疲劳期间,其VAL的变化显示出有与图7所示的相同趋势。动应力比 $\sigma_{dmax}/\sigma_{smax}$ (最大动态轮齿弯曲应力与最大静态轮齿弯曲应力之比)的变化,定性地来看,与图7所示的SPL变化情况相同。

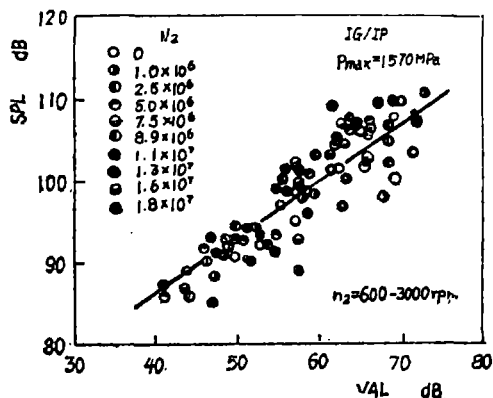


图 6

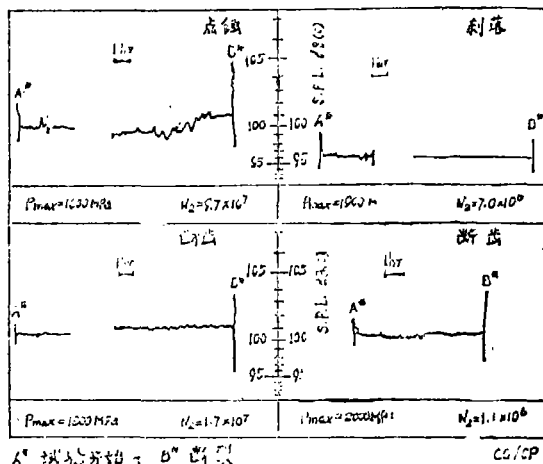


图 7

根据上述结果,我们可以说,对于点蚀和对于因点蚀而断齿的情况,用测量SPL、SL、

VAL或测量动应力的比的方法作失效监测是可能的;但是,对于因齿根弯曲疲劳而断齿和因剥落而断齿的情况,用上述方法作失效监测是不可能的。考虑到实用,测量SPL或SL来作点蚀失效监测,可能是最合适的。

### 结论

试验和讨论的结果概括如下:

1. 所有渗碳淬火齿轮都是由于断齿而失效,而感应淬火齿轮失效于断齿和点蚀。这些断齿可分为三类:齿根弯曲疲劳断齿,因节点附近的剥落或点蚀引起的断齿。

2. 在轮齿的疲劳过程中,齿廓的变化取

决于上述的轮齿失效形式,而振动加速度、声压和齿轮的动态应力又依赖于齿廓的变化而变化。在齿根断齿和因剥落而断齿的情况下,其齿廓没有多大变化,SPL和SL在整个疲劳过程中几乎是常数;但在破坏性点蚀和由于点蚀引起断齿的情况下,随着点蚀的增长,齿廓严重恶化,在疲劳的最后阶段,SPL和SL随着它们的高频成份而增加。

3. 对于点蚀失效和因点蚀引起的断齿,我们已经认识到用测量SPL或SL的方法来作齿轮失效预报的可能性,然而对于齿根断齿和由于剥落引起的断齿尚难以预报。

### 参 考 文 献

- [ 1 ] K. FUJITA, A. YOSHIDA and K. AKAMATSU; Bull. JSME; A Study on Strength and Failure of Induction-Hardened Gears; 1979; vol. 22, No. 164; P. 242.
  - [ 2 ] T. AIDA and Y. TERAUCHI; Trans. JSME; On the Bending Stress of Spur Gear; 1961; vol. 27; No. 178; P. 862.
  - [ 3 ] K. FUJITA, A. YOSHIDA, S. NAKATA and K. KOMINAMI; Intl. Symp. on Gearing and Power Transmission, Tokyo; An Experimental Study on Dynamic Performance of Induction-Hardened Gear; 1981; vol. 1, September; P. 543.
- [ 朱孝录 译 ]

### 参 考 文 献

(上接14页)

- [ 1 ] Mabie, H. H. and F. W. Ocvirk, mechanisms and Dynamics of machinery, 3rd ed., John Wiley and Sons, New york, 197.
- [ 2 ] Shigley, Joseph E., Kinematic Analysis of mechanisms, McGraw Hill, New york, 1969.
- [ 3 ] Krishnamurthy, K., Generation and Display of Conjugate Surfaces Using ComPuter Graphics, MT, Thesis, Indian Institute of Technology, Kampur, June, 1982.
- [ 4 ] Beggs, Joseph S., mechanisms, McGraw Hill, New york, 1955.
- [ 5 ] Gerald, Curtis F., Applied Numerical Analysis, 2nd ed, Addison—Weasley, Reading, Mass., 1978.
- [ 6 ] Farley, D., A Comprehensive Procedure for the Interactive, Computer—Aided Design of Parallel shaft Gears, Ms Thesis, The Ohio state University, August, 1982.

( 孙志尚 译 李译周 校 )