

斜齿轮齿根动应力数值计算与实验研究*

西北工业大学 刘 更** 蔺天存 沈允文

【摘要】 运用三维有限元和齿根局部网格密化技术提出了一套计算斜齿轮啮合过程齿根弯曲应力的方法。根据齿轮系统动态特性分析,求得作用在轮齿上的动载历程,计算了在动态载荷作用下的齿根应力分布。通过斜齿轮齿根动应力实验,说明了本文方法的有效性。给出了啮合过程中齿宽不同截面上的动应力分布形态,讨论了转速和扭矩对齿根动应力的影响。

关键词: 斜齿轮 齿根应力 动应力 局部网格密化

1 齿轮传动系统运动方程与动载荷

齿轮传动系统的运动方程可用一般矩阵形式表示为

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K(t)]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中, $[M]$ 为质量矩阵; $[C]$ 为阻尼矩阵; $[K(t)]$ 为刚度矩阵,包括齿轮的啮合刚度,是时间周期函数; $\{x(t)\}$ 为广义位移向量; $\{F(t)\}$ 为载荷向量,包括外载荷和齿轮制造误差引起的广义力。按文献[2]将式(1)定常化后用 Fourier 级数法可解出 $\{x\}$ 的波动量 $\{\Delta x(t)\}$,由此求得作用在齿轮单齿齿面上的动载荷为

$$W_g(t) = F_g + K_g(t) \cdot \Delta x_g(t) \quad (2)$$

式中, F_g 为齿轮的静载荷; $K_g(t)$ 为齿轮的啮合刚度,由文献[3]中方法求出; $\Delta x_g(t)$ 为两齿轮在啮合线上的相对位移波动量。

2 齿根动应力的计算和测量方法

为了详细分析斜齿轮啮合过程中的齿根应力分布,对斜齿轮齿根拉、压两侧局部区域分别进行网格密化。建立的密化区如图1阴影部分所示。其中 N_X , N_{Y1} 和 N_{Y2} 是3个用来控制局部区域计算模型疏密程度的可调参数。密化区位移边界条件由完整齿轮位移场确定。

用钢制造的轮齿低阶固有频率一般都高达几十万 Hz,远远超过了齿轮的啮合频率^[4]。因此在计算齿根动应力时,我们忽略高阶响应,将齿根瞬态动应力响应历程用动载下的齿根应力近似代替,以避免繁杂的轮齿固有振动特性和动态响应分析过程。即动载下的齿根应力

$$\{\sigma_d\}_i = W_i \cdot \{\sigma_e\}_i \quad (3)$$

式中, $\{\sigma_d\}_i = \{\sigma_d(t_i)\}$ 为动载下第 i 条接触线啮合时刻的齿根应力分布; $\{\sigma_e\}_i = \{\sigma_e(t_i)\}$ 为单位应力下第 i 条接触线啮合时刻的齿根应力分布; $W_i = W_g(t_i)/Q$ 为齿轮在啮合过程中过第 i 条接触线时刻下的轮齿动载荷; $W_g(t)$ 由式(2)求得; $Q = Q(t_i)$ 为第 i 条接触线的载荷

分配率, 由完整齿轮副的三维有限元计算求得^[3]。

动态计算与试验齿轮副基本参数为: 齿数 $z_1 = 16$, $z_2 = 32$, 法面模数 $m_n = 6\text{mm}$, 分度圆螺旋角 $\beta = 16.26^\circ$, 齿宽 $B = 35\text{mm}$, 变位系数 $x_1 = x_2 = 0$, 法面压力角 $\alpha_n = 20^\circ$ 。在被测大齿轮轮齿齿根沿齿宽贴有 5 片应变片, 其位置及编号如图 1 所示。

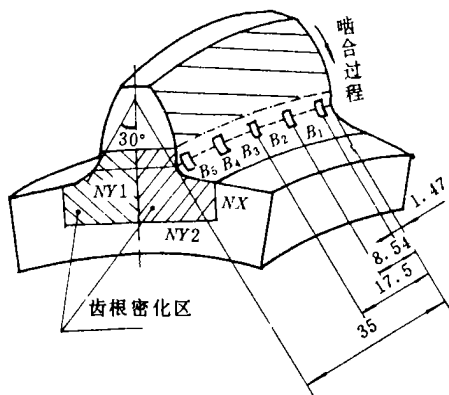


图 1 齿根局部密化区和应变片粘贴位置

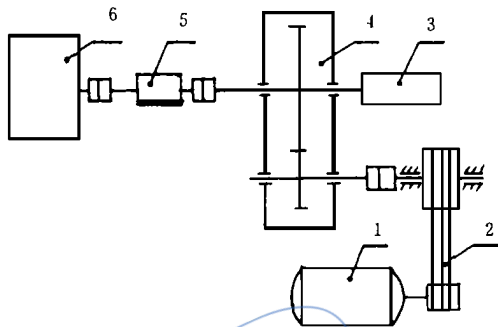


图 2 齿根动应力测量试验台结构

齿根动应力测量试验台结构如图 2 所示 (1—直流电机; 2—带传动; 3—引电器; 4—试验齿轮箱; 5—扭矩转速仪; 6—磁粉加载器)。30kw 直流电机的调速范围 $0 \sim 3000\text{rpm}$; 磁粉加载器最大加载扭矩为 $600\text{N} \cdot \text{m}$; 5 路应变信号经动态电阻应变仪 Y6D-3A 输出到 SC16 型光线记录示波器和 C.R.A.S 信号采集与分析系统 A/D 板上, 通过微机采集数据与处理。

3 计算与实验结果分析

3.1 齿宽不同位置处齿根动应力

当电机转速 $n = 1000\text{rpm}$, 输出扭矩 $T = 544\text{N} \cdot \text{m}$ 时, 图 1 所示齿根 5 个应变片的计算和实验动应力曲线分别如图 3 (a) 和 (b) 所示, 其中图 3 (a) 中的虚线表示齿根静应力分布形态。齿轮系统动力学模型按图 2 所示试验台而建立。从图 3 的结果对比可见, 数值计算的动应力波形与实验结果大体符合, 其差异主要是由于: (1) 齿轮系统振动分析计算动载荷时, 齿轮制造误差的引入与实际误差形状有一定出入; (2) 齿根动应力计算中忽略了高阶响应。

从图 3 可见, 当该轮齿进入啮合时, 首先啮入的截面 (B_1 和 B_2) 应力有一明显突变, 而当轮齿退出啮合时, 其啮出端截面 (B_4 和 B_5) 动应力曲线在结束时有一突变。这些符合斜齿轮啮合过程齿根动应力变化趋势。从图 3 还可以看出, 斜齿轮传动的齿根动应力曲线基本上有 3 个应力波峰, 即呈三峰特性。这有别于一般直齿轮齿根动应力所呈的四峰特性^[1]。

3.2 不同转速的影响

当电机转速 $n = 1500\text{rpm}$ 、 2000rpm 、 2500rpm , 输出扭矩 $T = 544\text{N} \cdot \text{m}$ 时, 齿根第 3 个应变片 B_3 上的动应力测量波形如图 4 所示 ($n = 1000\text{rpm}$ 时, 齿根 B_3 上的动应力波形见图 3 (b))。4 种转速下该截面最大动应力分别为 80.6MPa 、 93.7MPa 、 103.5MPa 和 107.1MPa , 亦即在这个转速范围内, 其齿根动应力随着转速的增加而增大, 应力波动也增加许多。上述工况下的齿根数值计算动应力如图 5 所示。对比图 4 和图 5 可见, 数值计算得到的齿根最大

应力随转速的变化规律与实验结果是比较吻合的。数值计算结果与实验值的误差小于 11%。

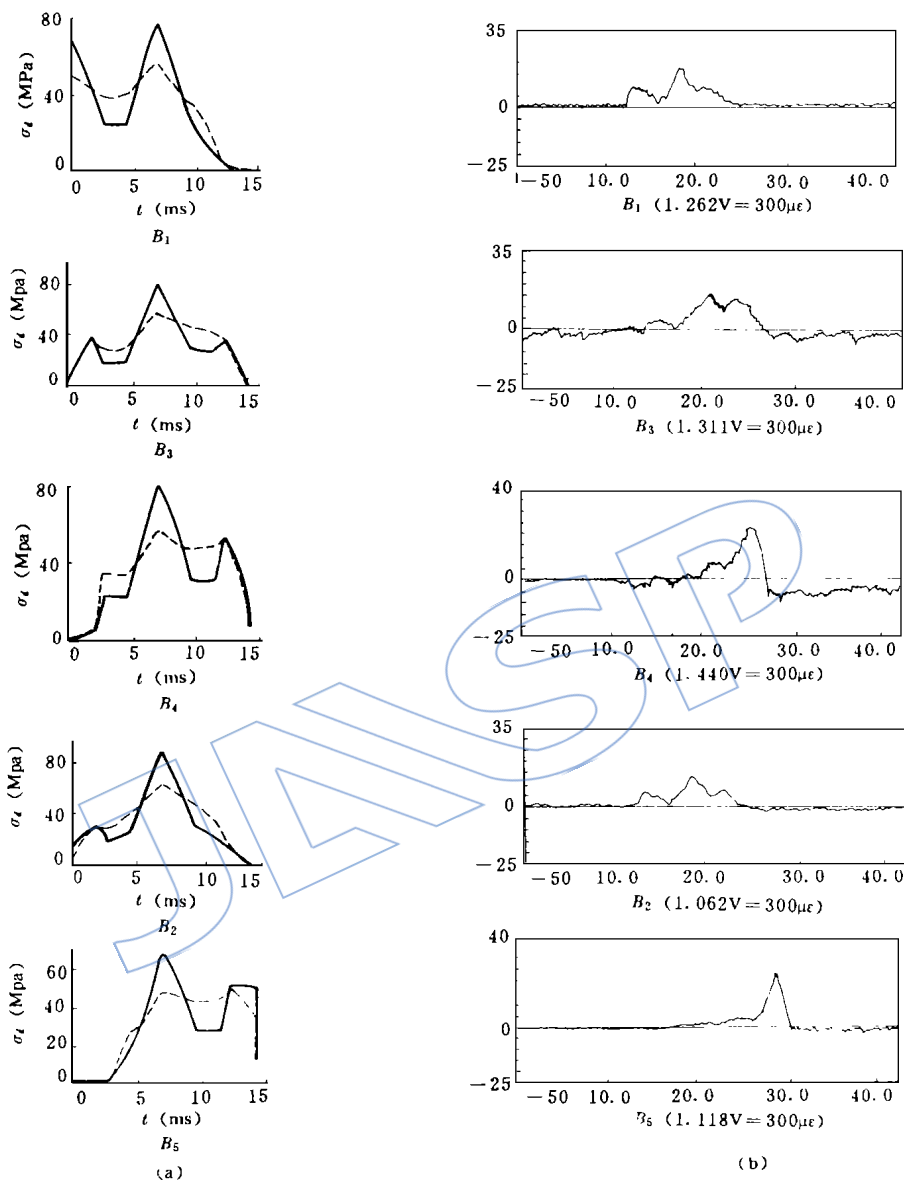


图 3 不同齿宽处的齿根动应力 (a 计算结果 b 实验结果)

3.3 不同扭矩的影响

图 6 所示为 B_3 在 4 种输出扭矩下的动应力波形 ($n = 1000 \text{ rpm}$)。4 种输出扭矩分别为 $120 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、 $220 \text{ N} \cdot \text{m}$ 、 $320 \text{ N} \cdot \text{m}$ 和 $420 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。从图 6 可以看出, 随着外载的增加, 齿根动应力呈增加趋势。对应 4 种载荷下的该应变片最大应力分别为 25.7 MPa 、 46.1 MPa 、 60 MPa 和 72.6 MPa 。根据齿根静应力, 可以换算得到动应力系数 (最大动应力与最大静应力之比) k_d 分别为 1.83、1.79、1.604 和 1.48。这说明随着外载的线性增加, 齿根动应力的峰值并不呈线性增加, 而是随着载荷增加, 动应力系数下降。这主要是由于载荷增加后, 轮体弹性变形增

大, 使得轮齿接触状态有所改善。

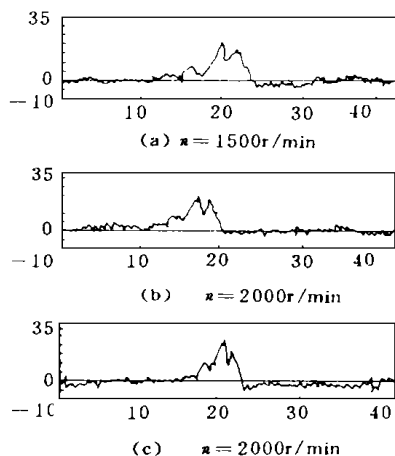


图 4 不同转速下的齿根动应力

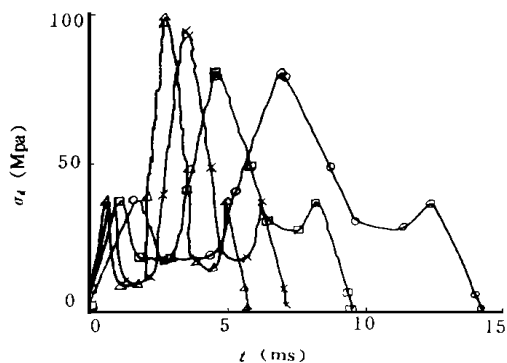


图 5 不同转速下的齿根计算动应力

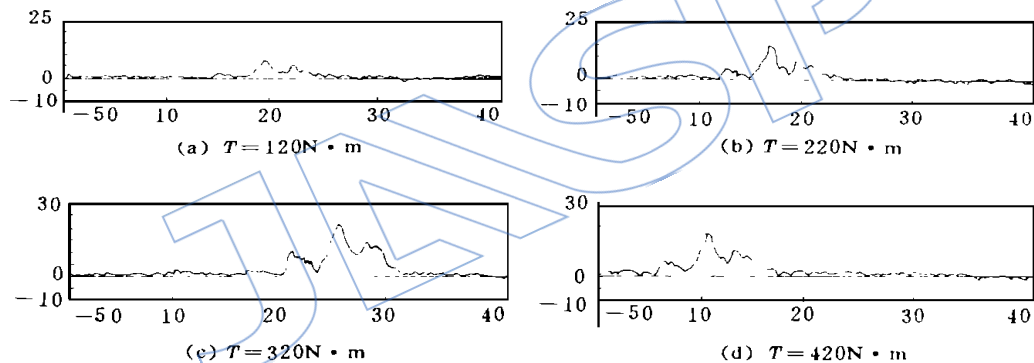


图 6 不同扭矩对齿根动应力的影响 ($n = 1000 \text{ rpm}$)

结论 (1) 计算结果与斜齿轮齿根动态应力实验结果对比表明, 本文提出的计算方法可以获得满意的结果, 简化了齿根动态应力计算过程。(2) 斜齿轮各截面上的齿根应力波形基本上呈三峰特性。随着转速的增加, 齿轮最大动应力和应力波动量增大。当载荷增加时, 齿根动应力增加, 但由于轮体弹性变形增大, 齿根动应力系数呈下降趋势。

参 考 文 献

- 1 张永忠, 王洪 齿根动态应力分析 机械工程学报, 1986, 22 (3): 58- 66
- 2 方宗德, 沈允文, 高向群 航空减速器设计中的振动问题 齿轮, 1990, 14 (1): 7- 11
- 3 刘更 一种确定内啮合和外啮合斜齿轮载荷分布的有效方法 机械工程学报, 1991, 27 (3): 20- 26
- 4 Ostiguy L, Constantinescu I [加拿大] 直齿的动态响应 齿轮, 1985, 9 (1): 42- 46

(责任编辑 王震华)