

三维修形对薄轮缘斜齿轮共振 应力影响的实验研究*

西北工业大学 刘 更** 蔺天存 李树庭 张永才

【摘要】 以 8 对具有不同辐板布置薄轮缘斜齿轮传动为对象, 通过实验研究了三维修形对斜齿轮共振应力的影响。运用建立在有限元法、柔度矩阵和数学规划法基础上的三维修形方法获得了每对齿轮副的修形曲线。结果表明, 采用三维修形技术将显著降低薄轮缘斜齿轮中的应力波动和振动水平, 有利于延长齿轮传动的工作寿命。

关键词: 斜齿圆柱齿轮 轮缘 轮毂 共振试验 形态稳定性

分类号: V 232 8 O 313 3

Conry 等在文献[1]中用数学规划法求解斜齿轮的非线性接触问题。Weck 等^[2]运用拓扑学计算了斜齿轮的三维修形, 但方法繁琐, 修形曲面不便于实际应用。文献[3]综合三维有限元法、柔度矩阵和数学规划法提出了一种有效的三维修形方法, 降低了齿轮振动。本文用斜齿轮三维修形方法设计了 8 对薄轮缘斜齿轮的修形齿廓, 通过实验研究了修形对这类齿轮共振应力的影响, 讨论了不同辐板布置薄轮缘斜齿轮中的共振应力峰值。

1 斜齿轮三维修形曲线的设计计算

为了便于工艺和实际加工, 采用椭圆抛物面为修形曲面, 即在齿向和齿廓方向度量均为二次抛物线, 曲面方程为

$$Z = a_1x^2 + a_2y^2 + b_1x + b_2y + C \quad (1)$$

修形的目标是均化齿面载荷分布和降低传动误差, 对此多目标优化问题采用主目标函数法。对于具有 m 个啮合位置 n 个齿面结点的斜齿轮副, 其齿面优化的数学规划形式可表示为:

$$\begin{cases} \text{Min } (P_{\max}), \\ - [F] \{p\} + [D] \{\alpha\} + [I]_n \{Y_1\} = \{\in\} + a_1 \{X^2\} + a_2 \{Y^2\} + b_1 \{X\} + b_2 \{Y\} + C \{e\} \\ [H] \{p\} - P_{\max} \cdot \{e\} \leq \{0\}, \quad [I]_m \{\alpha\} - \alpha_{\max} \cdot \{e\} \leq \{0\} \\ [I]_m \{\alpha\} - \alpha_{\min} \cdot \{e\} \geq \{0\}, \quad \alpha_{\max} - \alpha_{\min} \leq C_e \cdot \alpha_{n0}, \quad [D]^T \{p\} = P \cdot \{e\} \\ \{p\}, \{\alpha\}, \{Y_1\}, a_1, a_2, C, \alpha_{\max}, \alpha_{\min}, P_{\max} \geq 0 \text{ 或 } p_j = 0, \text{ 或 } Y_j = 0 \quad (j = 1, 2, \dots, n) \end{cases} \quad (2)$$

式中: $P_{\max}$ 为最大载荷密度; $[F]$ 为齿面柔度矩阵, 它考虑轮齿、轮体及支承等变形, 由三维有限元计算获得; $\{p\}$ 为 n 维结点载荷向量; $[D]$ 为 $n \times m$ 维矩阵, 第 i 列为 $\{D\}_{i=1} = (0, 0, \dots, 0, 1, \dots, 1, 0 \dots 0)^T$, 即对应于第 i 个啮合位置齿面各结点上的元素取 1, 其余元素为零; $\{\alpha\}$ 为 m 维向

量, 元素 α_i 表示在第 i 个啮合位置上两齿轮的相对位移; $[I]_n$ 为 n 维单位矩阵; $\{Y_1\}$ 为 n 维松弛向量, 元素 Y_j 表示变形终止时齿面在 j 结点的分离量; $\{\in\}$ 为 n 个结点对间初始分离向量; $\{X\}$ 为 n 维向量, 元素 X_j 表示第 j 个结点的齿向坐标值; $\{Y\}$ 为 n 维向量, 元素 Y_j 表示第 j 个结点的齿廓坐标值; $[H]$ 为 n 维对角方阵, h_{jj} 表示第 j 个结点处接触线长的倒数; $\alpha_{\max}$ 、 $\alpha_{\min}$ 分别为最大和最小传动误差值; α_{m0} 为未修形时的传动误差平均值; C_e 为传动误差幅度限制系数。

2 实验齿轮及其测量部位、实验结果与分析

斜齿轮副基本几何参数为: 齿数 $Z_1 = 48$, $Z_2 = 96$; 分度圆螺旋角 $\beta = 16.26^\circ$; 齿宽 $B_1 = 20$ mm, $B_2 = 15.4$ mm; 变位系数 $x_1 = x_2 = 0$ 。齿轮加工精度为 5 级。8 个大齿轮结构尺寸搭配及辐板支承形式见表 1, 表中还列出了根据模态实验得到的各齿轮处于三节径振型下的固有频率及换算出的共振转速。运用本文方法对 8 个大齿轮的一侧齿面进行了三维修形, 其中一个斜齿轮齿面三维修形的理论修整量沿齿廓为 $8 \mu\text{m}$, 沿齿向为 $7 \mu\text{m}$ 。8 个大齿轮和 1 个小齿轮的实际齿形经渐开线误差仪检验, 小齿轮齿距误差 $< \pm 2.3 \mu\text{m}$, 大齿轮齿距误差 $< \pm 5 \mu\text{m}$ 。齿形和齿向沿齿轮周向均分 120 检查三齿, 齿向误差 $< 4 \mu\text{m}$, 齿形误差 $< 5 \mu\text{m}$ 。小齿轮齿面未修形, 通过小齿轮的正、反方向转动, 对比测量三维修形对斜齿轮动应力的影响。

表 1 大齿轮的结构尺寸、三节径共振转速(r/min)和固有频率(Hz)

支承形式	直 辐 板				斜 辐 板		一 端 辐 板	
编 号	1	2	3	4	5	6	7	8
尺 寸	$R = m_n$ $W = B/5$	$R = m_n$ $W = B/3$	$R = 3m_n$ $W = B/5$	$R = 3m_n$ $W = B/3$	$R = m_n$ $W = B/3$	$R = 3m_n$ $W = B/5$	$R = m_n$ $W = B/3$	$R = 3m_n$ $W = B/5$
三节径固有频率	1501	1837	2225	2350	1512.5	2200	1938	2225
三节径共振转速	1876.25	2296.25	2781.25	2937.5	1890.62	2750	2422.5	2781.25

实验中分别测量齿轮中 6 个部位的应力^[4]: (1) 轮辐与轮毂交界圆弧处应力; (2) 轮辐的周向应力; (3) 轮辐的径向应力; (4) 轮缘与轮辐交界圆弧处应力; (5) 齿根应力; (6) 齿槽应力。应变片是粘贴在轮齿端面齿槽中心近表处, 应变片是基长 $\times$ 基宽为 $1.6 \text{ mm} \times 1.2 \text{ mm}$ 的微型箔式电阻应变片。每个齿轮按上述部位粘贴了两组, 加上补偿应变片, 共 14 片。实验是在开式齿轮实验台上完成的, 应变信号经引电器输出后由微机进行数据采集和处理, 通过 30 kW 直流电机的正转与反转获得齿轮在修形与未修形下的动应力。实验齿轮由磁粉加载器加载。实验结果表明, 通过采用本文三维修形方法获得的齿面修形能不同程度地降低结构各部位动应力的波动, 尤其是齿轮处于共振状态下的动应力波动。将有代表性的齿轮中的 2、5 和 7 在三节径共振工作转速(见表 1)下的动应力进行比较, 应变信号是在应变片 (6) (即齿槽) 上测量的, 输出扭矩为 $50 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

由图 1- 图 3 (其中(a) 图为修形测量结果) 可见, 除去啮合力产生的应力峰值, 未修形齿轮运转一周, 其动应力波动曲线基本上有 6 个节点, 正好对应齿轮三条节线在圆周上的节点数。在三种辐板支承齿轮传动中, 斜辐板支承齿轮动应力波动量(图 2) 较其它两种辐板支承齿轮要小, 一端辐板支承齿轮应力波动量最大。比较可以看出, 经过三维修形后, 减小了齿轮中的动应力波动量。

图 1- 图 3 应变信号波形经过多次平均后得到了相应的频谱(线性谱)见图 4- 图 6 所示

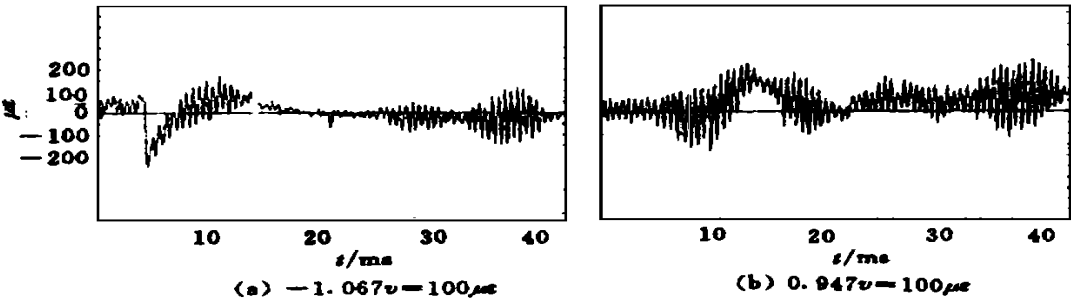


图 1 齿轮 2 上测量出的三节径共振应力波形比较

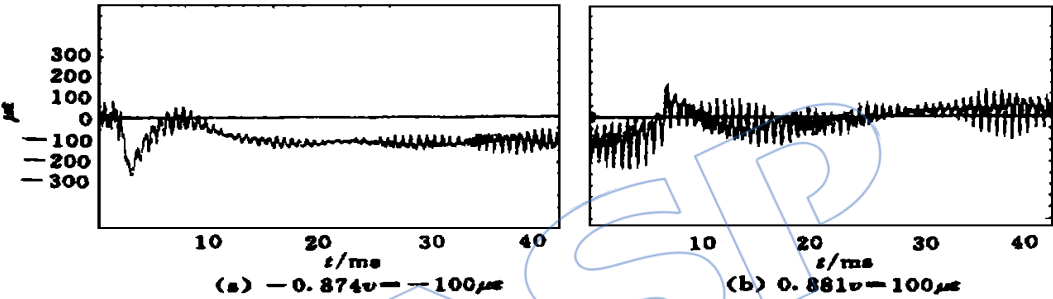


图 2 齿轮 5 上测量出的三节径共振应力波形比较

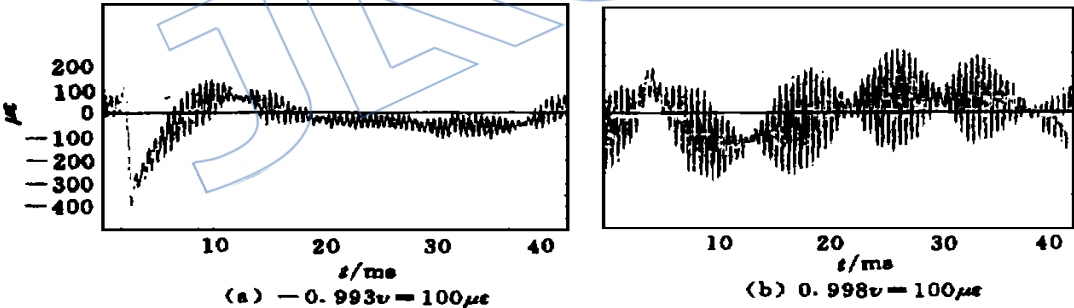


图 3 齿轮 7 上测量出的三节径共振应力波形比较

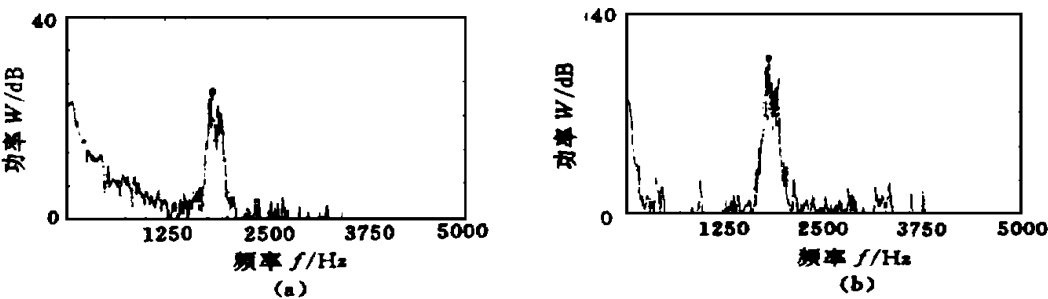


图 4 齿轮 2 动应力波形的频谱比较

(其中(a)图为三维修形齿轮频谱图)。从对比可以看出,经过齿面三维修形后齿轮的振动水平分别下降了 5.4、5.8 dB 和 13.3 dB。这有利于改善齿轮的动态特性,提高齿轮的承载能力与

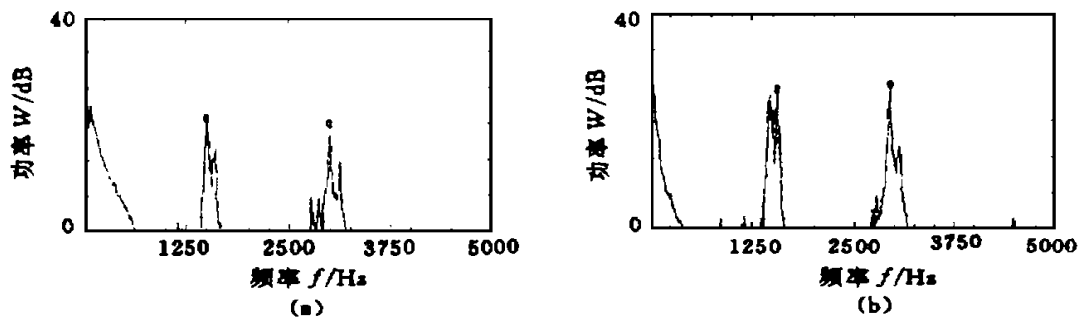


图 5 齿轮 5 动应力波形的频谱比较

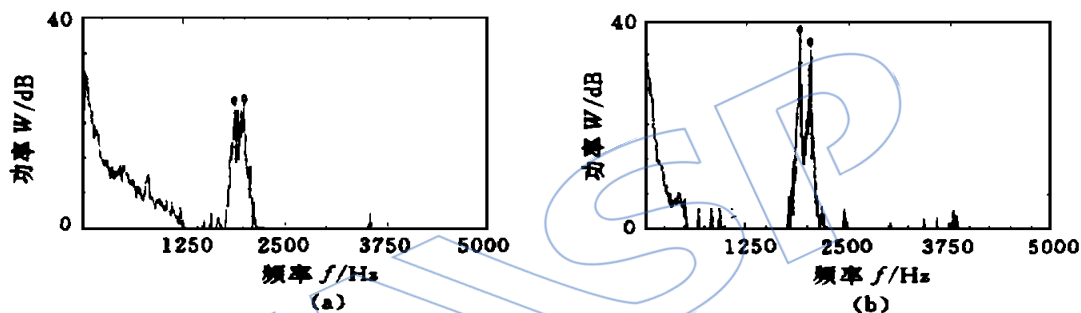


图 6 齿轮 7 动应力波形的频谱比较

工作寿命。从图 4b- 图 6b 的对比还可看出,在结构尺寸相同时($R = m_n, W = B/3$),一端辐板支承斜齿轮中的共振应力水平最高,修形效果也最好,斜辐板支承斜齿轮共振应力水平最低。所以,从结构动应力水平看,在相同结构尺寸下,应优先采用斜辐板支承形式斜齿轮传动。

参 考 文 献

- 1 Conry T F, Seireg A. A Mathematical Programming Technique for the Evaluation of Load Distribution and Optimal Modifications for Gear Systems Trans ASME, J. Eng. Ind., 1973
- 2 Weck M, Mauer G. Optimum Tooth Flank Corrections for Helical Gears Trans ASME, J. Mech. Design, 1990, 112: 584-589
- 3 方宗德, 刘更, 沈允文. 斜齿轮传动的三维接触分析和三维修形. 全国第二届齿轮动力学会议论文: 武汉, 1991: 115-121
- 4 张永才, 刘更, 蔺天存, 李树庭. 薄轮缘斜齿轮结构动应力的实验研究. 航空动力学报, 1995, 10(3)

(责任编辑 魏星禄)