

基于轴交角误差的齿轮修形快速算法*

GEAR MODIFICATION FAST ALGORITHM BASED ON SHAFT ANGLE ERROR

汪中厚**¹ 王伟功***¹ 刘欣荣² 钱晓琦¹ 何中原¹

(1. 上海理工大学, 上海 200093)

(2. 上海工程技术大学, 上海 201620)

WANG ZhongHou¹ WANG WeiGong¹ LIU XinRong² QIAN XiaoQi¹ HE ZhongYuan¹

(1. University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

(2. Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

摘要 给出将齿轮轴交角误差等效为齿向斜度的计算方法,建立存在轴交角误差的齿轮具有假定齿向鼓形修形量的载荷分布模型。基于齿轮承载接触分析(LTCA)、赫兹理论与能量方法给出了存在轴交角误差的齿轮齿向鼓形量的计算方法。建立存在轴交角误差的齿轮修形有限元模型,分析比较齿轮齿向修形前后的齿面载荷分布情况与齿轮的传递误差变化情况。通过实验对比分析了修形前后齿轮接触斑点分布与齿轮箱振动情况。结果表明,按照假定鼓形量载荷分布模型计算出的齿向鼓形修形量能有效改善齿轮的载荷分布不均与应力集中现象,同时齿轮传动平稳性也有所提升。

关键词 轴交角误差 齿向斜度 赫兹理论 能量方法 鼓形量

中图分类号 TH132

Abstract The calculation method of gear shaft angle error equivalent to tooth direction inclination is given, and the gear load distribution model with assumed drum shape modification is established for gear with shaft angle error. Based on gear Loaded Tooth Contact Analysis(LTCA), the calculation method of gear tooth direction bulging with shaft angle error is given by Hertz theory and energy method. The finite element model of axial modification with shaft gear error is established, and the load distribution of tooth surface and the change of gear shaft error before and after gear modification are analyzed and compared. Contact macula of gears and vibration of gear were compared and analyzed by experiment. The results show that the gear load is measured according to the assumption. The tooth direction drum shape modification calculated by the load distribution model can effectively improve the uneven load distribution and stress concentration of the gear, and the transmission stability of the gear is also improved.

Key words Shaft angle error; Tooth inclination; Hertz theory; Energy method; Drum size

Corresponding author: WANG WeiGong, E-mail: wangwg303@163.com, Fax: +86-21-55270456

The project supported by the National Natural Science Foundation of China(No. 51875360).

Manuscript received 20190825, in revised form 20190929.

引言

齿轮系统应用到实际工作时,由于制造误差、安装误差、轴承游隙、齿轮系统构件受力变形等因素的存在,会使相互啮合的齿轮理论的轴心线产生平行度误差^[1-2]。齿轮轴交角误差会影响到齿轮传动系统的振动与噪声,影响齿轮工作寿命与齿轮传动系统的平稳性^[3-7]。齿轮存在轴交角误差时,齿轮可能会产生偏

载,接触应力集中在齿轮的一端,齿轮寿命与传动精度会受到不同程度的影响^[8-9]。对存在轴交角偏差的齿轮进行齿向鼓形修形能有效降低齿轮对轴交角误差的敏感度,改善因偏载产生的载荷集中,降低齿轮振动与噪声,提高齿轮传动性能^{[10][11] 634-636[12] 4002-4013}。

关于齿轮修形方法及其对齿轮啮合性能的影响,国内外机构及学者均有相关研究。ISO(国际标准化组织)、AGMA(美国齿轮制造者协会)和 JGMA(日本

* 20190825 收到初稿, 20190929 收到修改稿。国家自然科学基金项目(51875360)资助。

** 汪中厚,男,1963年生,安徽安庆人,汉族,上海理工大学机械工程学院教授,博士生导师,博士,主要研究方向为齿轮动态力学性能仿真、CAE 及其应用。

*** 王伟功,男,1995年生,安徽蒙城人,汉族,上海理工大学机械工程学院硕士研究生,主要研究方向为齿轮动态力学性能仿真。

齿轮工业协会)等均有对齿轮鼓形修形量的推荐公式,但是这些推荐公式没有综合考虑齿轮安装误差与变形的影响。在国外,SEOL I H 等研究了渐开线圆柱齿轮的齿向修形量与齿面接触印痕及传动误差之间的关系,并开发了齿向修形圆柱齿轮动载荷的计算程序^[13];ZHANG Y 和 FANG Z 研究了齿面修形、安装误差和轮齿接触变形对传递误差的影响^[14];CHANG S 和 HOUSER D R 等提出针对轴变形的齿向修形方法^[15];IMREK H 等研究了齿向修形量与齿面接触应力的关系^[16]。国内,近些年来关于齿轮修形方法的研究主要集中在齿轮修形对齿轮传动系统性能与寿命的影响^{[12]4002-4013[17]61-68[18-19]},目前齿向鼓形修形方法的研究多以宋乐民方法为基础^{[11]634-636[20-21][22]49-52[23]117-149},宋乐民基于赫兹理论同时考虑了齿向斜度误差与齿面变形并给出了存在齿向斜度偏差时的齿向鼓形量计算方法。

本文在考虑了存在轴交角误差的情况下,通过齿轮与齿轮轴的几何关系特点提供了将齿轮的轴交角误差近似等效为齿轮齿向斜度误差的计算方法,建立含假定齿向鼓形量的载荷分布模型,给出确定齿向鼓形量的计算方法,通过有限元分析与装机实验验证了此修形方法的可行性。

1 齿向鼓形修形数学模型

存在齿向斜度误差的齿向模型如图 1 所示。

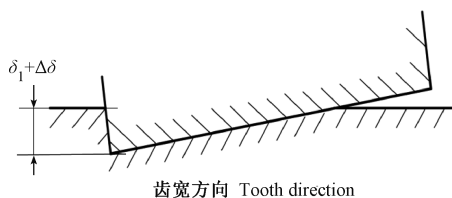


图 1 弹性变形后的模型

Fig.1 Model after elastic deformation

当齿轮齿向存在斜度偏差时,如图 2 所示啮合的两齿面在长度为 b 的齿向方向上会同时存在均匀载荷 W_m 与弹性变形增量 ΔW_x 。

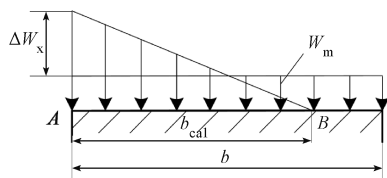


图 2 齿向上的载荷关系

Fig.2 load relationship of tooth direction

均匀载荷 W_m 作用下产生弹性变形 δ_1 使得 A、B 两处发生相割现象,为消除棱边效应,则必须有 $C_{c1} = \delta_1$ 这样大的抛物线鼓形量,在载荷增量 ΔW_x 作用下会产生

弹性变形增量 $\Delta\delta$ 。存在齿向斜度误差的齿面在受载时齿面总变形量 $\delta_1 + \Delta\delta$ 。

如图 3 所示,目前普遍认为受载时齿面总变形量 $\delta_1 + \Delta\delta$ 即可作为齿向鼓形量达到齿轮优化的目的,式(1)即为常用齿向鼓形量计算公式^{[17]61-68[22]49-52[23]117-119}。

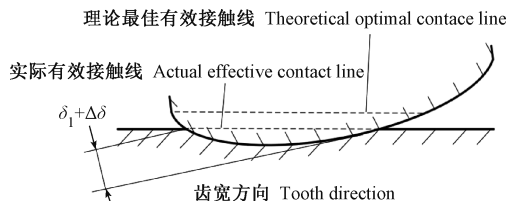


图 3 齿向存在鼓形量的模型

Fig.3 Model of tooth direction with drum shape

存在齿向斜度情况下的齿向鼓形量计算公式

$$\xi = \delta_1 + \Delta\delta = \sqrt{\frac{2F_m\lambda}{C_\gamma b}} \quad (1)$$

式中, ξ 为鼓形量;

F_m 为圆周力;

λ 为齿轮齿向倾斜误差;

C_γ 为啮合综合刚度;

b 为齿宽。

根据齿轮承载接触分析,当具有齿向倾斜偏差的齿轮组进行齿向鼓形修形时,在不出现相割的前提下,相接触的两齿面有效接触线过齿向鼓形曲线较低起始点时,齿面有效接触长度达到最大,齿面接触应力集中现象相对改善^[24]。

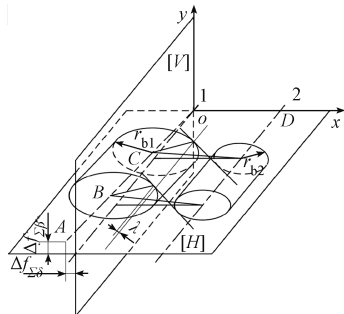
在以上分析的基础上,本文考虑齿轮存在齿向倾斜度偏差时建立具有假定齿向鼓形修形量的齿轮载荷分布模型,给出以齿面受载时有效接触长度最大为目的计算齿向鼓形修形量的大小的计算方法。

1.1 齿轮轴线平行度误差分析

齿轮轴线存在平行度误差时,齿面载荷分布会随之改变。轴线平行度误差会导致齿轮偏载,齿面载荷分布不再均匀且齿轮副有效接触面积减小,加大了轮齿疲劳破坏的可能性。此外,齿轮的传递误差与齿轮传动过程中的振动噪声均会不同程度的增加,齿轮的传动效率也会随之降低^{[17]61-68}。

GB/Z 18620.3-2008 规定了轴线平面内的平行度偏差 Δf_{2s} 和垂直平面内的平行度偏差 Δf_{2p} 如图 4 所示,被测轴线 1 偏离理想轴线,轴线平行度误差可以等效为齿轮副沿齿距方向任意截面处沿啮合线或与啮合线垂直的径向误差和啮合线长度误差。与啮合线垂直的径向误差对齿轮的啮合刚度以及传递误差的影响较小可不予考虑^[25]。而当啮合线长度误差存在时,齿轮啮合接触线相对理论啮合接触线在沿啮合线方向会产

生一定的倾斜误差。根据承载齿轮接触分析(LTCA)可知, 齿轮存在齿向倾斜度偏差时, 齿轮载荷分布形式发生改变, 齿轮因载荷分布不再均匀而产生偏载, 影响齿轮的传动精度与使用寿命。并且单双交替啮合的齿轮单齿啮合时齿面承受载荷最大, 此时齿面产生的变形量最大。



1. 被测轴线 2. 基准轴线 1. Test axis 2. Reference axis

图 4 存在轴交角误差时齿轮啮合示意图

Fig.4 Schematic diagram of gear meshing in the presence of axial angle error

根据齿轮啮合接触线的特点, 可以将齿轮轴心线平行度误差对齿轮传动的影响等效为齿轮副齿距方向上存在齿向斜度值 λ 对齿轮传动的影响。将图 4 中 A、B、C 三点分别投影到 xoy 坐标系中得到如图 5 所示的 o_3 、 o_1 、 o_2 , 通过几何关系求出齿向倾斜度 λ 的值。

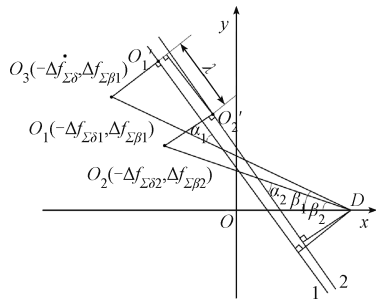


图 5 空间点 A、B、C 在 xoy 坐标系中的投影

Fig.5 Projection of space point A, B, C in xoy coordinate system

根据齿轮副在轴线中的几何比例关系可以求得 $\Delta f_{\Sigma\delta_1}$ 、 $\Delta f_{\Sigma\beta_1}$ 、 $\Delta f_{\Sigma\delta_2}$ 、 $\Delta f_{\Sigma\beta_2}$ 的值

$$\Delta f_{\Sigma\delta_1} = \frac{L_1 + b}{L} \Delta f_{\Sigma\delta} \quad (2)$$

$$\Delta f_{\Sigma\beta_1} = \frac{L_1 + b}{L} \Delta f_{\Sigma\beta} \quad (3)$$

$$\Delta f_{\Sigma\delta_2} = \frac{L_1}{L} \Delta f_{\Sigma\delta} \quad (4)$$

$$\Delta f_{\Sigma\beta_2} = \frac{L_1}{L} \Delta f_{\Sigma\beta} \quad (5)$$

式中, L 为被测轴线跨距; L_1 为偏离端轴承距齿轮副较大偏离端面距离; b 为齿轮有效工作齿宽。

理论中心距与实际中心距夹角 β_i 为

$$\beta_i = \arcsin \frac{\Delta f_{\Sigma\beta_i}}{a_i} \quad (6)$$

实际中心距 a_i 为

$$a_i = \sqrt{\Delta f_{\Sigma\beta_i}^2 + (\Delta f_{\Sigma\alpha_i} + a)^2} \quad (7)$$

式中, a 为理论中心距。

根据齿轮中心距与啮合角的关系式可知实际啮合角 α'_i 为

$$\alpha'_i = \arccos \frac{a \cos \alpha}{a_i} = \arccos \frac{a \cos \alpha}{\sqrt{\Delta f_{\Sigma\beta_i}^2 + (\Delta f_{\Sigma\alpha_i} + a)^2}} \quad (8)$$

式中, α 为理论啮合角。

根据几何关系求得齿轮组存在轴线平面内的平行度偏差 $\Delta f_{\Sigma\delta}$ 和垂直平面内的平行度偏差 $\Delta f_{\Sigma\beta}$ 时, 等效为齿向斜度误差 λ

$$\lambda = |\sin(\alpha'_2 + \beta_2 - \alpha'_1 - \beta_1) + \cos(\alpha'_1 + \beta_1)(\Delta f_{\Sigma\delta_1} - \Delta f_{\Sigma\delta_2}) - \sin(\alpha'_1 + \beta_1)(\Delta f_{\Sigma\beta_2} - \Delta f_{\Sigma\beta_1})| \quad (9)$$

1.2 齿向修形方案

当齿轮齿向存在倾斜度偏差时, 对齿向进行修形可明显改善齿面载荷分布不均的情况(图 6), 齿向修形的方法主要有齿端修薄、螺旋角修整、鼓形修整和曲面修整等, 其中鼓形修整相对其他修整方法鼓形曲线计算简单, 且通用性好, 故本文选用齿向抛物线鼓形修整的方法。

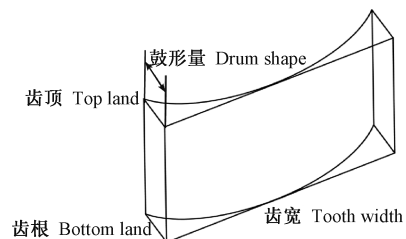


图 6 齿向修形示意图

Fig.6 Diagram of tooth direction modification

建立含假定齿向抛物线鼓形量与齿向倾斜度偏差的齿面载荷分布模型如图 7 所示, 结合抛物线修形曲线与齿向斜度误差的特点, 可以建立坐标系求解齿向形状方程

$$y = -\frac{4\xi}{b^2}x^2 + \frac{4\xi + \lambda}{b}x \quad (10)$$

式中, ξ 为鼓形量。

宋乐民根据赫兹所建立的有关理论公式推导出齿轮齿向方向上任意位置处的弹性变形量公式^{[23]117-149}

$$\Delta \varepsilon = \frac{1.16}{E} W_x \quad (11)$$

式中, $\Delta \varepsilon$ 为齿面受载后的弹性变形量; W_x 为齿向上的单位载荷。

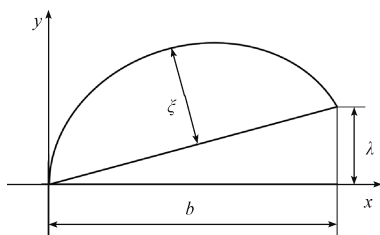


图 7 含鼓形量的齿向形状曲线

Fig.7 Tooth shape curve with drum size

假设对齿轮副齿向进行鼓形修形,在存在齿向斜度误差的情况下负载齿轮副沿齿向方向上的载荷分布不再具有均布性,齿向载荷分布模型如图 8 所示。

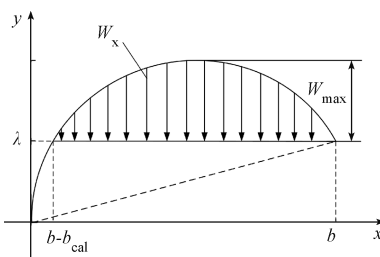


图 8 非全齿接触齿宽载荷分布模型

Fig.8 Load distribution model of non-full tooth contact tooth width

从式(11)中可以看出,两个弹性圆柱体在材料一定的情况下,其接触变形与载荷成正比,从而得到齿向载荷分布方程

$$W_x = W_{\max} \left(-\frac{4\xi}{b^2}x^2 + \frac{4\xi + \lambda}{b}x - \lambda \right) \frac{16\xi}{(4\xi + \lambda)^2 - 16\xi\lambda} \quad (12)$$

根据材料的弹性变形理论不难得出

$$F = \int W_x dx \quad (13)$$

式中, F 为作用在齿面上的总载荷。

将式(12)带入式(13)得

$$F = \int_{\frac{b\lambda}{4\xi}}^b W_{\max} \left(-\frac{4\xi}{b^2}x^2 + \frac{4\xi + \lambda}{b}x - \lambda \right) \frac{16\xi}{(4\xi + \lambda)^2 - 16\xi\lambda} dx \quad (14)$$

已知含假定鼓形量的齿面受载后的最大变形量为 $\Delta \varepsilon_{\max}$, 齿面受力 F , 力 F 作用长度为 $\Delta \varepsilon_{\max}$, 所储存的能量与齿面因弹性变形所储存的能量相同, 因此根据能量法可以得到以下等式

$$F \Delta \varepsilon_{\max} = \int_{\frac{b\lambda}{4\xi}}^b W_x \left(-\frac{4\xi}{b^2}x^2 + \frac{4\xi + \lambda}{b}x - \lambda \right) dx \quad (15)$$

将式(12)带入式(15)得含未知数 ξ 的等式

$$F \frac{(4\xi + \lambda)^2 - 16\xi\lambda}{16\xi} = \int_{\frac{b\lambda}{4\xi}}^b \frac{E}{1.16} \left(-\frac{4\xi}{b^2}x^2 + \frac{4\xi + \lambda}{b}x - \lambda \right)^2 dx \quad (16)$$

2 有限元仿真分析

2.1 修形模型及有限元网格划分

为了能得到较为精确的仿真结果,利用 Romax designer 专业齿轮性能分析软件建立如图 9 所示的齿轮传动模型,分析验证齿向鼓形量计算方法的可行性,齿轮参数如表 1。

表 1 齿轮参数

Tab.1 Gear parameters

参数	数值
小齿轮齿数 Number of pinion teeth	35
大齿轮齿数 Tooth number of big gear	42
模数 Module/mm	2.5
压力角 Pressure angle/(°)	20
齿顶高系数 Addendum coefficient	1
顶隙系数 Bottom clearance	0.25
齿宽 Face width/mm	22

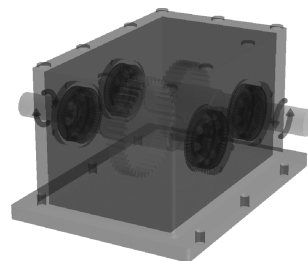


图 9 齿轮箱分析模型

Fig.9 Gearbox analysis model

大小齿轮轴上两轴承间距均为 160 mm,轴直径为 64 mm,轴的配合形式为 $\Phi 64 H8/d8$ 。结合上文相关内容可以求出轴线平行度偏差等效为齿向倾斜度偏差的范围为 $\pm 14 \mu m$ 。同理可求得齿轮齿向鼓形量如表 2 所示,求解过程不再赘述。

表 2 修形参数

Tab.2 Profile modification parameters

转矩 Torque /(Nm)	代号 Code	修形方法 methods	鼓形量 Drum shape/ μm
40	A	本文方法 Method of this paper	9
	B	普遍方法 Other methods	13

在齿向斜度偏差范围内,偏差数值越大,齿面偏载越严重,且具有对称性。分析时设置齿向斜度偏差值为 $14 \mu m$,分别按照 A、B 两种方案进行鼓形修形,设置小齿轮传递扭矩为 40 Nm,利用分析设置中的网格划分工具分别对大小齿轮进行网格划分(图 10)。

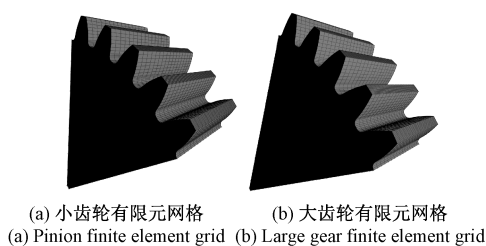


图 10 齿轮有限元网格
Fig.10 Gear finite element grid

2.2 修形对齿面接触应力的影响

运行分析后得到齿根及齿面应力分布,提取小齿轮分度圆处应力分析结果,如图 11 所示。

图 11a 为未修形时小齿轮分度圆处应力分布情况;图 11b 为修形方案 A 时小齿轮分度圆处应力分布情况;图 11c 为修形方案 B 时小齿轮分度圆处应力分布情况。齿轮齿向未修形时,齿轮偏载严重,最大接触应力达到 129 MPa;修形方案 B 的齿轮偏载情况轻微改善,最大接触应力降低到了 68 MPa,相对未修形齿轮最大接触应力降低了 47.3%;修形方案 A 的齿轮偏载情况明显改善,最大接触应力降低到 63 MPa,相对未修形齿轮最大接触应力降低了 51.2%。

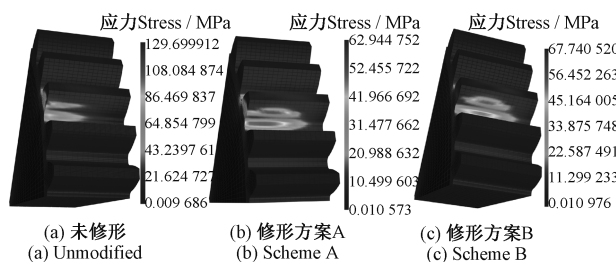


图 11 小齿轮全齿应力分布
Fig.11 Full tooth stress distribution of pinion

2.3 修形对齿轮传递误差的影响

提取齿轮传递误差分析结果,图 12 为修形前后的传递误差对比,修形前后传递误差曲线随滚动角的分布形状没有明显改变,但是修形前后齿轮传递误差幅值有所改变,未修形齿轮传递误差幅值为 $2.53 \mu\text{m}$,修形方案 A 于修形方案 B 的传递误差幅值分别为 $2.17 \mu\text{m}$ 与 $2.26 \mu\text{m}$ 。相对于未修形齿轮,修形方案 A 传递误差幅值降低了 14%而修行方案 B 传递误差幅值降低了 10%。

3 实验验证

使用 L300G 齿轮成型磨削试验台分别加工出标准渐开线小齿轮、修形方案 A 与修形方案 B 的小齿轮,利用 GMM 400 齿轮检测中心对齿轮加工精度进行校验。

对加工后的齿轮进行精度检测,得到测量报告如图 13 所示,其中图 13a 为齿轮的齿向检测结果,图

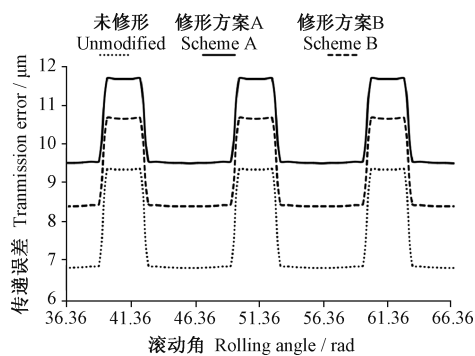


图 12 修形前后的传递误差对比
Fig.12 Comparison of transfer errors before and after modification

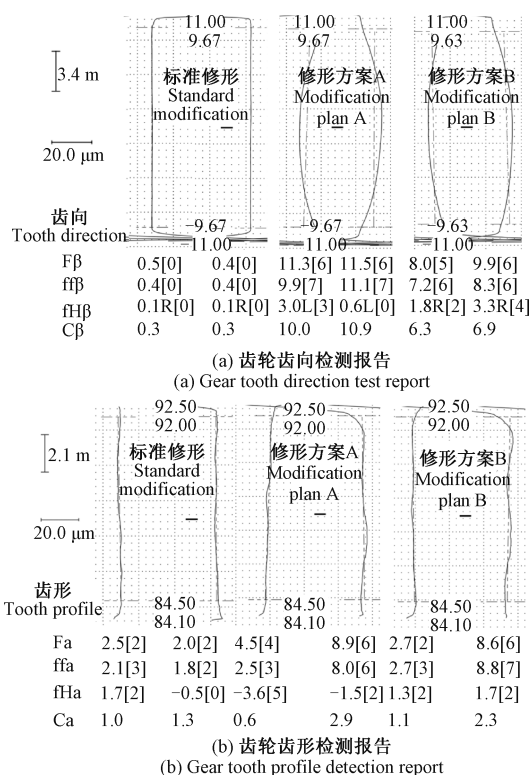


图 13 齿轮检测报告

Fig.13 Gear test report

13b 为齿形检测结果。齿轮各项加工精度指标基本大于 6 级精度,基本符合实验要求。

利用 JWY-II 型多功能齿轮加载试验台与振动测试仪对不同修形方案的齿轮组装机测试齿轮箱振动情况(图 14、图 15)。

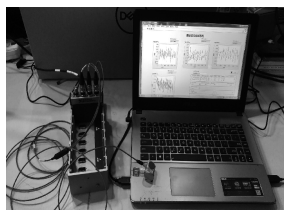


图 14 振动检测系统

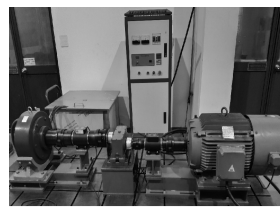


图 15 JWY-II 齿轮加载试验台

Fig.14 Vibration detection system Fig.15 JWY-II gear loading test bench

将加速度传感器吸附在齿轮箱上,具体布置形式如图 16、图 17 所示。

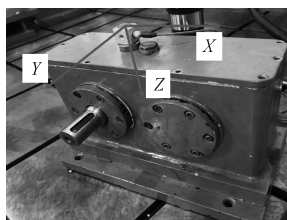


图 16 加速度计位置
Fig.16 Accelerometer position

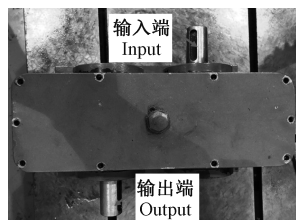


图 17 载荷施加形式
Fig.17 Load application form

被测单级齿轮组结构形式与第二节仿真模型相同,实验前测量输入输出轴径向跳动,保证三组齿轮装机实验时输入输出轴跳动量均为 $3\text{ }\mu\text{m}$ 。输入轴转速约为 750 r/min ,输出轴扭矩约为 40 Nm ,振动测试仪采样频率为 $1\text{ }280\text{ Hz}$,采样时长为 10 s 。

将采集到的加速度信号进行 FFT 变换后得到测点三个方向的加速度幅值如图 18 所示,其中图 18a、图 18b、图 18c 分别表示标准齿轮装机测试时测点位置 X、Y、Z 三方向的振动情况,图 18d、图 18e、图 18f 分别表示修行方案 A 的齿轮装机测试时测点位置 X、Y、Z 三方向的振动情况,图 18g、图 18h、图 18i 分别表示修行方案 B 的齿轮装机测试时测点位置 X、Y、Z 三方向的振动情况。

振动信号中,齿轮组一阶啮合频率(525 Hz)振动幅值表示不明显,二阶频率($1\text{ }050\text{ Hz}$)附近有较为明显的振动幅值,不同齿轮组不同方向二阶振幅如表 3 所示。

表 3 振动幅值统计

Tab.3 Vibration amplitude statistics

	标准齿轮 Standard gear	修行方案 A Scheme A	修行方案 B Scheme B
X	0.648	0.34	0.229
Y	0.038	0.179	0.143
Z	0.684	0.237	0.395
矢量和 Vector	0.943	0.451	0.478

相对于标准齿轮,修行方案 A 与修行方案 B 在振动测点位置 X 与 Z 方向的振动幅值均有明显降低,Y 方向振动幅值增大,但是其增量均小于 X 与 Y 方向的振动幅值降低量。将不同齿轮组各方向振动幅值矢量叠加后发现,修行方案 A 与修行方案 B 的振动幅值矢量和均低于标准齿轮振动幅值矢量和,降低率分别为 52.2% 、 48.4% ,两种修行方案均改善了齿轮组的振动情况,与第二节中有限元分析得到的传动误差结果较为相似。

加载实验后得到齿轮组齿面接触斑点变化情况如图 19 所示,其中图 19a 为标准齿轮接触斑点,图 19b

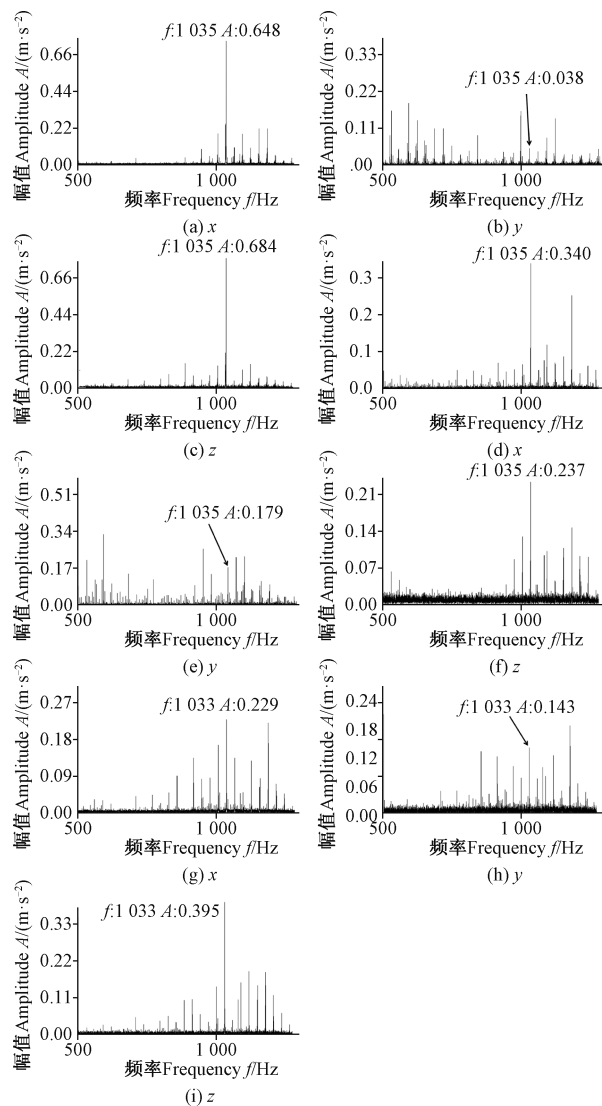


图 18 齿轮箱振动信号频域

Fig.18 Frequency domain of gearbox vibration signal

为修行方案 A 齿轮接触斑点,图 19c 为修行方案 B 齿轮接触斑点。

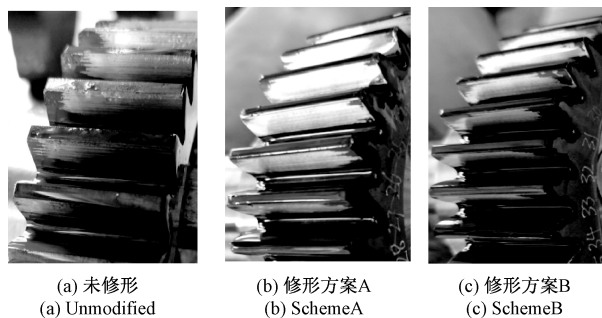


图 19 齿轮接触斑点

Fig.19 Gear contact spot

标准齿轮接触斑点存在明显偏载且应力分布不均现象,修行方案 A 接触斑点存在偏载现象,但整体接触斑点都分布在整个齿面上,接触斑点面积相对标准齿轮与修行方案 B 齿轮接触斑点更大,应力分布更为

均匀。修形方案 B 接触斑点存在偏载现象,接触斑点相对另外两对齿轮面积较小,相对修形方案 A 齿轮单位面积上受力更大。

4 结论

本文给出将齿轮轴交角误差等效为齿向斜度的计算方法,建立了存在轴交角误差的齿轮具有假定齿向鼓形修形量的载荷分布模型。基于齿轮承载接触分析(LTCA)、赫兹理论与能量方法给出了存在轴交角误差的齿轮齿向鼓形量的计算方法,建立存在轴交角误差的齿轮修形有限元模型,分析比较齿轮齿向修形前后的齿面载荷分布情况与齿轮的传递误差变化情况并通过实验对比分析了修形前后齿轮接触斑点分布与齿轮箱振动情况,相关结论如下:

1)根据有限元仿真分析结果,相对未修形齿轮,目前使用的普遍修形方法,最大接触应力降低率为 47.3%,传动误差幅值降低率为 10%。本文提供的修形方法,最大接触应力降低率达到 51.2%,传动误差幅值降低率达到 14%。相对于普遍方法,本文提供的修形方法优化效果有所提升。

2)根据装机实验得到齿轮箱振动情况分析可得,相对与标准齿轮,本文修形方法与目前普遍使用的修形方法均能有效改善齿轮啮合性能,目前普遍使用的修形方法得到的齿轮组振动幅值矢量值降低了 48.4%,本文方法修形的齿轮组振动幅值矢量值降低了 52.2%。同时对比不同齿轮组接触斑点,本文修形方法与目前普遍使用的修形方法均能改善齿面应力分布,且用本文方法修形的齿轮接触斑点分布更为均匀,有效接触齿面上受力更小,减少齿面损坏的可能性。

参考文献 (References)

- [1] PIMSARN M, KAZEROUNIAN K. Efficient evaluation of spur gear tooth mesh load using pseudo-interference stiffness estimation method [J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(8): 769-786.
- [2] MA H, ZENG J, FENG R, et al. An improved analytical method for mesh stiffness calculation of spur gears with tip relief [J]. Mechanism & Machine Theory, 2016(98): 6480.
- [3] MOHAMAD E N, FANG S, KOMORI, et al. Analysis of general characteristics of transmission error of gears with convex modification of tooth flank form considering elastic deformation under load [J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(6): 1-9.
- [4] DUZCUKUGLU H. PA 66 spur gear durability improvement with tooth width modification [J]. Materials and Design, 2009, 30(4): 1060-1067.
- [5] 汪中厚, 王杰. 真实齿面的螺旋锥齿轮传动误差研究 [J]. 振动与冲击, 2014, 33(15): 138-144.
WANG ZhongHou, WANG Jie. Transmission error of spiral bevel gears with actual tooth surfaces [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(15): 138-144 (In Chinese).
- [6] 汪中厚, 王杰. 基于有限元法的螺旋锥齿轮传动误差研究 [J]. 振动与冲击, 2014, 33(14): 165-170.
WANG ZhongHou, WANG Jie. Transmission error of spiral bevel gear based on finite element method [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(14): 165-170 (In Chinese).
- [7] PEDERSEN N L, JORFENSEN M F. On gear tooth stiffness evaluation [J]. Computers & Structures, 2014, 135(3): 109-117.
- [8] LIN H H, OSWALD F B, TOWNSEND D P. Dynamic loading of spur gears with linear or parabolic tooth profile modifications [J]. Mechanism and Machine Theory, 1994, 29(8): 1115-1129.
- [9] LIU J H, CHANG S L. Research on gear plunge shaving for gears with tooth modifications [C/CD] // Proceedings of the International Multi Conference of Engineers and Computer Scientists. Hong Kong, 2009: 18-20.
- [10] FATIH K, STEPHEN E. Influence of tip relief modification on the wear of spur gears with asymmetric teeth [J]. Tribology Transactions, 2008, 51(5): 581-588.
- [11] 孙月海, 张策, 陈树勋, 等. 直齿轮齿廓修形的实验研究 [J]. 中国机械工程, 2003, 14(8): 634-636.
SUN YueHai, ZHANG Ce, CHEN ShuXun, et al. Spur gear tooth profile modification experimental study [J]. China Mechanical Engineering, 2003, 14(8): 634-636 (In Chinese).
- [12] 刘欣荣, 汪中厚. 基于 Abaqus 的渐开线斜齿圆柱齿轮传动误差研究 [J]. 系统仿真学报, 2018, 30(10): 4002-4013.
LIU XinRong, WANG ZhongHou. Research on involute helical cylindrical gear transmission error based on ABAQUS [J]. Journal of System Simulation, 2018, 30(10): 4002-4013 (In Chinese).
- [13] SEOL I H, KIM D H. The kinematic and dynamic analysis of crowned spur gear drive [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1998, 167(1/2): 109-118.
- [14] ZHANG Y, FANG Z. Analysis of transmission errors under load of helical gears with modified tooth surfaces [J]. Journal of Mechanical Design, 1997, 119(1): 120-126.
- [15] CHANG S, HOUSER D R, HARIANTO J. Tooth flank corrections of wide face width helical gears that account for shaft deflections [C] // ASME 2003 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2003: 567-574.
- [16] IMREK H, DUZCUKUGLU H. Relation between wear and tooth width modification in spur gears [J]. Wear, 2007, 262(3): 390-394.
- [17] 王奇斌, 张义民. 齿向修形直齿轮系统动力学特性分析 [J]. 振动工程学报, 2016, 29(1): 61-68.
WANG QiBin, ZHANG YiMin. Dynamic characteristics analysis of a spur gear system with the lead crown relief [J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(1): 61-68 (In Chinese).
- [18] 陈思雨, 唐进元. 修形对齿轮系统动力学特性的影响规律 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(13): 59-65.
CHEN SiYu, TANG JinYuan. Effect of modification on dynamic characteristics of gear transmissions system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(13): 59-65 (In Chinese).
- [19] 张宝锋, 崔亚辉, 刘凯. 渐开线圆柱直齿轮结构参数对啮合效率的影响分析 [J]. 机械强度, 2015, 37(1): 122-127.
ZHANG BaoFeng, CUI YaHui, LIU Kai. Effects of involute spur gear structure parameters on meshing efficiency [J]. Journal of

- Mechanical Strength, 2015, 37(1): 122-127(In Chinese).
- [20] 张福龙, 葛 兵. 齿面微观修形技术在齿轮降噪中的应用[J]. 机械强度, 2013, 35(4): 513-517.
ZHANG FuLong, GE Bing. Application of tooth profile micro-modification technology to noise reduction of gears[J]. Journal of Mechanical Strength, 2013, 35(4): 513-517(In Chinese).
- [21] 丁国龙, 秦 园. 基于接触应力均化的摆线轮修形方法[J]. 中国机械工程, 2019, 30(9): 1081-1089.
DING GuoLong, QIN Yuan. Modification method of cycloidal gears based on contact stress equalization [J]. China Mechanical Engineering, 2019, 30(9): 1081-1089(In Chinese).
- [22] 相 涯. 渐开线圆柱齿轮齿向鼓形修形方法研究[J]. 机械传动, 2018, 42(6): 49-52.
XIANG Ya. Research of axial crowning modification of involute cylindrical gear[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(6): 49-52(In Chinese).
- [23] 宋乐民. 齿形与齿轮强度[M]. 北京: 国防工业出版社, 1987: 117-149.
SONG LeMin. Tooth profile and gear strength [M]. Beijing: National Defense Press, 1987: 117-149(In Chinese).
- [24] 王 婧. 齿轮承载能力相关系数的数值仿真分析[D]. 北京: 北京交通大学, 2015: 11-14.
WANG Jing. Numerical simulation analysis of gear bearing capacity correlation coefficient [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2015: 11-14(In Chinese).
- [25] 唐进元, 陈兴明. 考虑齿向修形与安装误差的圆柱齿轮接触分析[J]. 中南大学学报, 2012, 43(5): 1703-1709.
TANG JinYuan. CHEN XingMing. Contact analysis of spur gears based on longitudinal modification and alignment errors[J]. Journal of Central South University, 2012, 43(5): 1703-1709(In Chinese).