

文章编号:1001-2060(2024)03-0173-08

# 基于 MASTA 的单斜齿轮修形优化研究

薛睿超, 霍肇波, 贾海涛, 汤 鱼

(中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

**摘要:**为了研究不同修形方式对齿轮性能的影响,以一对单斜齿轮为例进行螺旋线修形、齿向起鼓及齿顶修形。采用 MASTA 软件对不同修形方案进行承载接触分析 LTCA (Loaded Tooth Contact Analysis), 计算各种方案下齿轮的传动误差、齿面接触应力及齿面载荷分布, 并以齿面载荷分布均匀为优化目标, 综合考虑传动误差及齿面接触应力, 对齿轮进行螺旋线修形和齿向起鼓, 并从修形量、修形长度和修形曲线 3 个方面进行齿顶修形优化, 得到了特定工况、特定齿轮参数下的修形优化方案。研究表明:与未修形情况相比, 最终优化方案在齿面载荷分布更均匀的情况下可使齿轮传动误差下降 8.6%, 且传动误差曲线更接近正弦曲线;最大齿面接触应力下降 6.2%, 齿面载荷分布系数  $K_{H_B}$  由 1.195 2 降低至 1.144 5; 该修形优化方案有效地改善了齿轮的啮合性能。

**关键词:**齿向修形;齿顶修形;传动误差;齿面接触应力

中图分类号:TH132 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.03.022

[引用本文格式]薛睿超,霍肇波,贾海涛,等.基于 MASTA 的单斜齿轮修形优化研究[J].热能动力工程,2024,39(3):173-180.  
XUE Rui-chao, HUO Zhao-bo, JIA Hai-tao, et al. Study on the optimization of single helical gear modification based on MASTA software [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(3): 173-180.

## Study on the Optimization of Single Helical Gear Modification based on MASTA Software

XUE Rui-chao, HUO Zhao-bo, JIA Hai-tao, TANG Yu

(No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

**Abstract:** In order to study the influence of different modification methods on gear performance, a pair of single helical gears were taken as an example to carry out linear relief, crowning relief and tip relief. MASTA software was used to carry out loaded tooth contact analysis (LTCA) for different modification schemes. The transmission error, contact stress of tooth surface and load distribution of tooth surface were calculated under various schemes. Taking uniform load distribution of tooth surface as optimization objective, the transmission error and contact stress of tooth surface were comprehensively considered. Linear relief, crowning relief were carried out on the gear, and tip relief was carried out from three aspects including modification amount, modification length and modification curve. The optimized scheme under specific working conditions and specific gear parameters was obtained. The results show that the transmission error of the gear can be reduced by 8.6% and the transmission error curve is closer to the sine curve when the load distribution on the tooth surface is more uniform than that without modification; the maximum tooth surface contact stress is decreased by 6.2%; and calculated tooth surface load factor is also reduced from 1.195 2 to 1.144 5; the modification optimization scheme effectively improves the meshing performance of the gear.

**Key words:** tooth lead modification, gear tip relief, transmission error, tooth surface contact stress

## 引言

由于齿轮弹性变形的存在,齿轮在啮合过程中不可避免地产生啮合冲击、偏载等,导致齿轮传动性能下降。在不改变齿轮宏观设计参数的条件下,采用齿轮修形技术,可以有效降低齿轮啮合冲击、改善齿面接触应力分布、提升啮合平稳性、降低齿面接触应力,从而提高齿轮承载能力,是提高齿轮传动性能经济有效的方法。

目前,大多数修形研究主要以传动误差、齿面接触应力作为衡量修形效果的依据。但从船舶动力装置角度出发,在控制传动误差、齿面接触应力的同时,齿面接触应力分布不可忽视,也应着重优化齿面接触应力分布。

自 1938 年 Walker<sup>[1]</sup> 提出齿轮修形以来,学者和工程技术人员对此进行了理论研究和实验分析,并提出了多种修形理论和方法;杨廷力等人<sup>[2]</sup> 提出高速重载齿轮易产生胶合失效,而齿顶修形是防止胶合的重要措施之一;常山等人<sup>[3]</sup> 给出了斜齿轮啮合过程中瞬时啮合刚度变化率与轴向重合度之间的关系,在刚度计算基础上利用内点罚函数法的优化思想编制了一套修形计算程序,对斜齿轮的齿廓修形进行了深入研究;王成等人<sup>[4]</sup> 提出了高重合度高速人字齿轮齿廓修形优化的理论和设计方法;尚振国等人<sup>[5]</sup> 提出主动齿轮采用齿顶和齿根抛物线修形,被动齿轮采用齿根抛物线修形和螺旋线修形,可以将齿面接触应力的分布调整至齿面中间区域,并使传递误差曲线呈抛物线分布,有利于改善轮齿啮合状态;吴勇军等人<sup>[6]</sup> 利用 ANSYS 软件建立斜齿轮副接触有限元分析模型,通过接触分析建立沿啮合线方向的结果坐标系,以直接提取的啮合线方向综合弹性变形作为齿廓修形设计依据,精确确定斜齿轮副的齿廓修形量;杨本洋等人<sup>[7]</sup> 利用 MASTA 软件,采取不同的修形参数,进行齿轮传动机构特性的仿真分析,得出了修形参数对齿轮传动误差和接触应力的影响规律,为合理选择修形参数、改善汽车变速箱齿轮啸叫噪声提供了理论依据;Bonori 等人<sup>[8]</sup> 研究了传动误差最小的窄齿面圆柱齿轮的齿廓修形

设计简化方法,并与解析法计算结果进行对比,验证了简化方法的合理性;Reagor 等人<sup>[9]</sup> 分析了斜齿轮副在不同载荷下的变形错位量和传动误差,设计了轮齿的齿廓修形量,对齿轮副传动误差进行了优化;Ghosh 等人<sup>[10]</sup> 建立了综合考虑时变啮合刚度、轮齿误差、齿面摩擦和齿侧间隙的直齿轮系统动力学模型,以轴承动载荷波动量和啮合动载荷最大值加权最小构造目标函数,研究了不同转速下的最佳齿廓修形参数;李明等人<sup>[11]</sup> 运用有限元分析的方法,提取轴心的弯曲变形和齿轮的扭转变形,结合齿轮齿向修形理论,提出斜齿轮的齿向修形方案;叶盛鉴等人<sup>[12]</sup> 利用 MASTA 软件对某齿轮传动装置进行强度和传递误差分析计算,提高了齿轮装置的强度,减小了传递误差,并通过试验验证了 MASTA 软件优化设计以及修形的可行性;封旗旗等人<sup>[13]</sup> 利用 KISSsoft 软件对差速器进行齿轮修形优化,降低了传动误差和齿面应力,并且修形后差速器寿命满足要求;王羽达<sup>[14]</sup> 建立鼓形修形的直齿轮啮合的数学模型,并基于模型分析了修形量对于齿轮接触轨迹、齿面接触应力分布和承载传动误差的影响;葛紫璇等人<sup>[15]</sup> 利用 Romax 软件,开展了齿廓修形与螺旋线修形相结合的齿轮综合修形优化设计,结果表明:通过螺旋线修形和齿廓修形,大幅降低了传动误差,改善了齿轮偏载现象,齿轮副传动性能得到明显改善。

本文基于 MASTA 软件,以一对单斜齿轮为研究对象,针对齿向修形和齿顶修形,设计多种修形方案,并进行承载接触分析 (Loaded Tooth Contact Analysis, LTCA), 以齿面载荷分布均匀为优化目标,综合考虑各方案传动误差与齿面接触应力情况,提出一种新的齿轮修形方案。

## 1 建立单斜齿轮模型

### 1.1 单斜齿轮参数

单斜齿轮材料选用 42CrMo, 加工精度等级为 4 级 (GB/T10095.1 - 2022), 润滑方式为喷油润滑, 选用润滑油为 ISO-VG100, 工况为小齿轮轴输入 6 000 r/min, 传递功率 8 000 kW, 齿轮参数如表 1 所示。

表 1 齿轮参数

Tab. 1 Gear parameters

参数	小齿轮	大齿轮
齿数 $z$	49	147
齿宽 $b/\text{mm}$	182	180
螺旋方向	右旋	左旋
变位系数	0.058 8	-0.433 0
法向模数 $m_n$	5	5
螺旋角 $\beta/(\text{°})$	12.5	12.5
压力角 $\alpha/(\text{°})$	20	20
中心距 $a/\text{mm}$	500	500
轴承跨距 $L/\text{mm}$	585	585

## 1.2 基于 MASTA 的单斜齿轮原始参数分析

利用 MASTA 软件建立单斜齿轮及齿轮箱三维模型,如图 1 所示。其中,箱体有限元模型运用 Ansys Workbench 建立,轴承的刚度矩阵与阻尼矩阵通过 DyRoBeS 软件计算求得,然后进行 LTCA 分析,求得其未修形状状态下的传动误差、齿面接触应力云图和齿轮参数,分别如图 2、图 3 和表 2 所示。

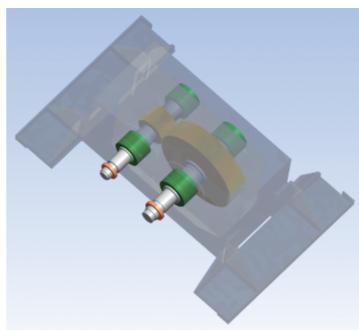


图 1 单斜齿轮及齿轮箱三维模型

Fig. 1 3D model for single helical gear and gearbox

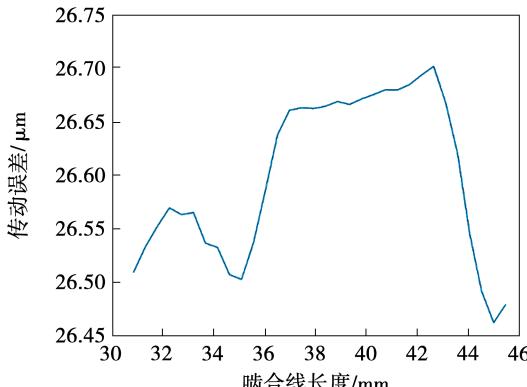


图 2 初始状态下齿轮的传动误差曲线

Fig. 2 Transmission error curve of gear

under initial condition

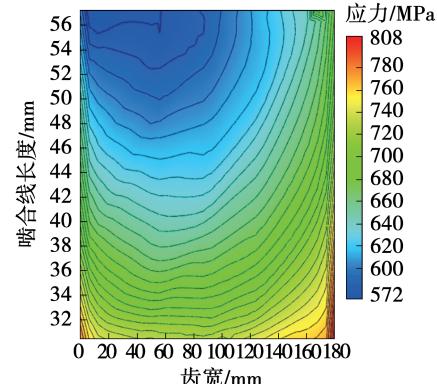


图 3 初始状态下齿轮齿面的接触应力云图

Fig. 3 Contact stress nephogram on tooth surface  
under initial condition

表 2 初始状态下的齿轮参数

Tab. 2 Gear parameters under initial condition

参 数	数 值
传动误差峰 - 峰值/μm	0.239 1
最大接触应力/MPa	808.45
齿面载荷分布系数 $K_{H_B}$	1.195 2

由图 3 可见,齿轮受力处于偏载状态,可采取螺旋线修形和齿向起鼓使应力沿齿宽方向均匀分布,再采取齿顶修形缓解齿顶及齿根处的偏载现象,且有必要采取修形的方法使传动误差曲线近似于正弦曲线,以获得更好的齿轮啮合效果。

## 2 修形策略

齿轮修形方法有齿向修形、齿形修形和对角修形。但受限于各种因素,对角修形在实际工程中并不常用。本文对齿轮先进行齿向修形优化,在此基础上再开展齿顶修形优化,得到齿轮修形优化方案。

### 2.1 齿向修形

齿向修形包括螺旋线修形、齿向起鼓和齿端修形。在传动装置中,一般将啮合齿轮的变形量集中反映在小齿轮上,通常只对小齿轮进行齿向修形。本文分别对小齿轮进行螺旋线修形与鼓形修形,运用 MASTA 微观参数自动优化方法进行修形优化,并与传统机械设计手册方法进行比较。

#### 2.1.1 MASTA 微观参数自动优化方法

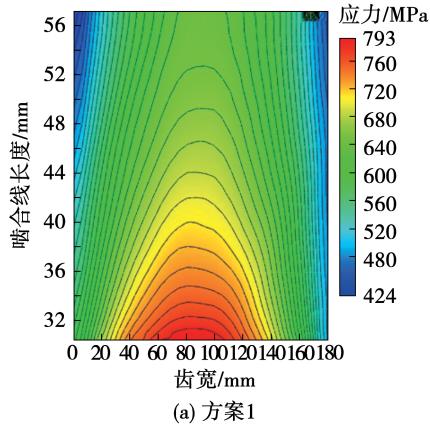
在 MASTA 软件中建立单斜齿轮对模型,利用 MASTA 软件对其进行微观参数自动优化,以齿面均载为优化目标,对齿轮进行螺旋线修形优化及齿向起鼓优化,设定不同的边缘应力系数方案进行 LTCA 分

析,并得出结果。计算得到各方案修形量、传动误差、最大齿面接触应力和齿面接触应力分布分别如表 3 和图 4 所示。

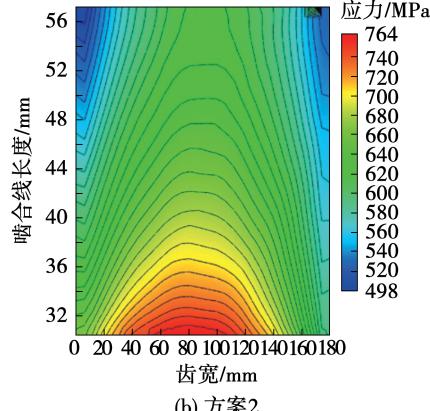
表 3 各方案修形量与计算结果

Tab.3 Gear modification and calculation results in each scheme

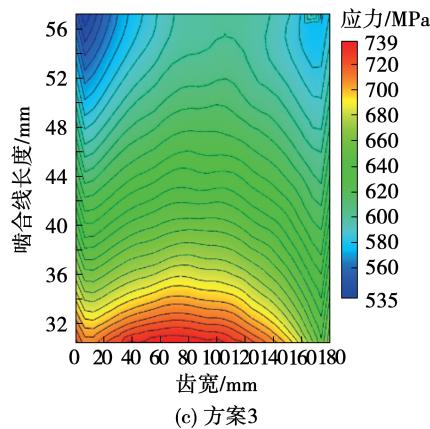
方案	边缘应力系数	螺旋线修形量/ $\mu\text{m}$	齿向起鼓量/ $\mu\text{m}$	传动误差/ $\mu\text{m}$	最大齿面接触应力/MPa
1	0.6	6.762	22.800	0.3128	793.65
2	0.7	6.675	14.894	0.1886	764.53
3	0.8	5.655	8.100	0.0910	739.15
4	0.9	2.805	5.223	0.1053	727.06
5	1.0	2.557	5.071	0.1067	726.85



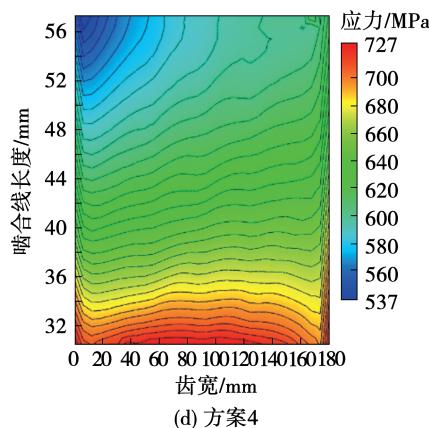
(a) 方案1



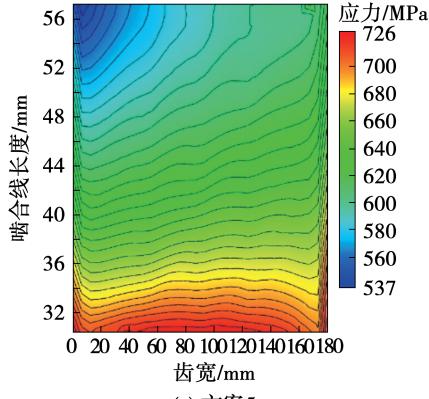
(b) 方案2



(c) 方案3



(d) 方案4



(e) 方案5

图 4 各方案齿面接触应力分布

Fig. 4 Contact stress nephograms on tooth surface in each scheme

通过比较齿面载荷沿齿宽分布、传动误差和最大齿面接触应力,选取传动误差最小并且齿面载荷沿齿宽分布良好的方案 3 作为进一步齿顶修形优化的基础。其传动误差相较于未修形齿轮降低 61.9%,最大齿面接触应力相较于未修形齿轮降低 8.6%。

### 2.1.2 机械设计手册计算方法

按《机械设计手册》<sup>[16]</sup>单斜齿轮的齿向弹性变形公式为:

$$\delta = \delta_b + \delta_t \quad (1)$$

$$\delta_b = \frac{\phi_d^4 K_i K_r W_t (12\eta - 7)}{6\pi E} \quad (2)$$

$$\delta_t = \frac{\phi_d^2 K_i W_t}{\pi G} \quad (3)$$

$$K_i = \frac{1}{1 - \left(\frac{d_i}{d_1}\right)^4} \quad (4)$$

$$K_r = \frac{1}{\cos^2 \alpha_t} \quad (5)$$

$$W_t = \frac{F_t}{b} \quad (6)$$

$$\eta = \frac{L}{b} \quad (7)$$

式中: $\delta$ —总变形量,  $\mu\text{m}$ ;  $\delta_b$ —弯曲变形量,  $\mu\text{m}$ ;  $\delta_t$ —扭转变形量,  $\mu\text{m}$ ;  $\phi_d$ —宽径比,  $\phi_d = b/d_1$ ;  $d_1$ —齿轮分度圆直径,  $\text{mm}$ ;  $b$ —齿轮的有效齿宽,  $\text{mm}$ ;  $K_i$ —齿轮内孔影响系数;  $K_r$ —齿轮径向力影响系数;  $W_t$ —单位齿宽载荷,  $\text{N/mm}$ ;  $d_i$ —齿轮内孔直径, 取值 70  $\text{mm}$ ;  $\alpha_t$ —齿轮端面压力角, ( $^\circ$ );  $\eta$ —轴承跨距与齿宽的比值;  $L$ —轴承跨距,  $\text{mm}$ ;  $E$ —齿轮材料的弹性模量, 对于钢制齿轮  $E = 2.06 \times 10^5 \text{ MPa}$ ;  $G$ —齿轮材料的切变模量, 对于钢制齿轮  $G = 7.95 \times 10^5 \text{ MPa}$ 。

计算求得:弯曲变形量  $\delta_b = 1.6358 \mu\text{m}$ , 扭转变形量  $\delta_t = 5.3829 \mu\text{m}$ 。由于齿轮的线速度达到 105.01  $\text{m/s}$ , 需要考虑齿轮的热变形, 根据《机械设计手册》可得热变形修形量  $\Delta\delta = 2 \mu\text{m}$ 。弯曲变形量 1.6358  $\mu\text{m}$ , 即螺旋线修形量; 扭转变形量与热变形量之和 7.3829  $\mu\text{m}$ , 即齿向起鼓量。此时传动误差为 0.1228  $\mu\text{m}$ , 最大齿面接触应力为 788.20  $\text{MPa}$ 。齿面接触应力云图如图 5 所示。

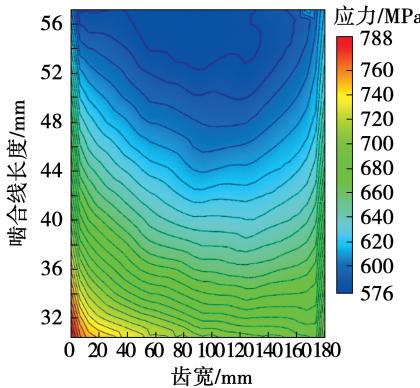


图 5 机械设计手册方案齿面接触应力云图

Fig. 5 Contact stress nephogram on tooth surface in mechanical design manual scheme

在齿向修形方面, 经验公式虽然可以降低传动误差与最大齿面接触应力, 但由于缺少对轴、轴承与箱体的精细建模, 以及变位系数、齿轮精度等级等参数的输入, 相较于软件给出的优化值存在一定差距。各齿向修形方案传动误差和最大接触应力计算结果如表 4 所示。MASTA 优化方案在使齿轮接触应力沿齿宽均匀分布的情况下, 相较于机械设计手册优化

方案和未修形齿轮, 其传动误差分别降低 61.9% 和 25.9%, 最大齿面接触应力分别降低 8.6% 和 6.2%。

表 4 各齿向修形方案传动误差和最大接触应力

Tab. 4 Transmission error and maximum contact stress in each lead modification scheme

方案	传动误差/ $\mu\text{m}$	最大接触应力/ $\text{MPa}$
未修形齿轮	0.2391	808.45
机械设计手册方案	0.1228	788.20
MASTA 优化方案	0.0910	739.15

## 2.2 齿顶修形

齿顶修形的内容包括修形曲线、修形长度和修形量 3 个方面。

### 2.2.1 修形曲线

修形曲线是最大修形量位置变化到修形起点的连续曲线, 修形曲线可分为直线型和抛物线型两种。

### 2.2.2 修形长度

修形长度指修形起始点到齿顶的距离, 分为长修形和短修形。长修形是指从单双齿交替啮合的临界点开始修形至齿顶, 短修形的修形长度则为长修形的一半。各方案修形参数如表 5 所示。修形长度的计算式为:

$$g_{\alpha R} = \frac{\sqrt{d_a^2 - d_{ca}^2}}{2} \quad (8)$$

式中:  $g_{\alpha R}$ —修形长度,  $\text{mm}$ ;  $d_a$ —齿顶圆长度,  $\text{mm}$ ;  $d_{ca}$ —齿顶修形圆直径,  $\text{mm}$ 。

表 5 各方案修形参数

Tab. 5 Gear modification parameters in each scheme

方案	小齿轮齿顶 修形圆半径/mm	大齿轮齿顶 修形圆半径/mm	修形长度/ mm
长修形	252.1789	750.2299	11.63
短修形	256.6105	754.2683	5.815

### 2.2.3 修形量

MAAG 公司给出齿廓弹性变形经验公式<sup>[17]</sup>:

$$\Delta_{1u} = (5.08 + 0.0406 W_t) \times 10^{-3} \quad (9)$$

$$\Delta_{1o} = (12.7 + 0.0406 W_t) \times 10^{-3} \quad (10)$$

$$\Delta_{2u} = 0.0406 W_t \times 10^{-3} \quad (11)$$

$$\Delta_{2o} = (7.62 + 0.0406 W_t) \times 10^{-3} \quad (12)$$

式中:  $\Delta_{1u}$ ,  $\Delta_{1o}$ —小齿轮齿顶修形量上、下限;  $\Delta_{2u}$ ,  $\Delta_{2o}$ —大齿轮齿顶修形量上、下限。

根据上述公式计算得到,小齿轮齿顶修形长度范围为  $22 \sim 30 \mu\text{m}$ ,大齿轮齿顶修形长度范围为  $27 \sim 35 \mu\text{m}$ ,采用枚举法,间隔  $4 \mu\text{m}$ ,据此设计齿顶修形方案,如表 6 所示。

#### 2.2.4 齿顶修形优化

对于重载高速齿轮副有两种齿顶修形方法:一种是,只对小齿轮的齿顶和齿根部位同时进行修形,大齿轮不进行任何处理,虽然这种方法便于加工,但在一定程度上会降低小齿轮的齿轮强度,重载工况下对齿轮寿命存在一定的影响;另一种方法是,对大、小齿轮都进行齿顶修形,这种方法比较常见。本文采取后者进行修形优化。

表 6 齿顶修形方案修形量

Tab. 6 Gear modification in tip relief schemes

方案	小齿轮齿顶修形量/ $\mu\text{m}$	大齿轮齿顶修形量/ $\mu\text{m}$
1	22	27
2	26	27
3	30	27
4	22	31
5	26	31
6	30	31
7	22	35
8	26	35
9	30	35

结合两种修形曲线和两种修形长度,在 MASTA 中对每种方案进行 LTCA 分析,得出各方案的传动误差和最大接触应力,结果如表 7 所示。

表 7 各齿顶修形方案传动误差和最大接触应力

Tab. 7 Transmission error and maximum contact stress in each tip relief scheme

方案	直线长修形		抛物线长修形		直线短修形		抛物线短修形	
	传动误差/ $\mu\text{m}$	最大接触应力/MPa						
1	0.2868	777.25	1.0042	758.36	1.5748	774.76	1.8747	763.98
2	0.2245	784.77	1.0660	765.55	1.6586	782.65	1.9859	769.96
3	0.3329	793.44	1.1157	772.47	1.7696	790.13	2.1260	775.57
4	0.4392	790.32	1.0748	767.10	1.6915	781.35	2.0063	769.12
5	0.2888	797.80	1.1137	773.91	1.7725	789.27	2.1228	775.00
6	0.2318	805.09	1.1540	780.82	1.8746	798.84	2.2643	780.65
7	0.6158	802.85	1.1833	775.79	1.8084	787.52	2.0999	773.51
8	0.4324	810.38	1.1977	782.62	1.8847	795.60	2.2258	779.57
9	0.2894	817.75	1.2194	789.24	1.9744	803.30	2.3749	785.14

从表 7 中数据可知:直线长修形和抛物线长修形相较于直线短修形和抛物线短修形,传动误差分别降低 80.35% 和 46.86%;直线长修形和直线短修形相较于抛物线长修形和抛物线短修形,传动误差分别降低 69.09% 和 16.08%。抛物线长修形的最大接触应力最小,且齿面载荷分布更均匀。

结合 MAAG 经验公式的结果,对齿顶修形采用抛物线、长修形的修形方式,利用 MASTA 软件的修形设计空间搜索功能,以  $1 \mu\text{m}$  步长、 $10 \sim 30 \mu\text{m}$  为齿顶修形量变化范围,进行修形设计空间搜索,得到 441 种修形方案。在优先考虑齿面载荷分布的情况下,结合传动误差、最大齿面接触应力,确定最终修形方案:小齿轮齿顶修形量为  $19 \mu\text{m}$ ,大齿轮齿顶修形量为  $20 \mu\text{m}$ 。此时传动误差曲线、应力云图和齿

轮性能参数分别如图 6、图 7 和表 8 所示。

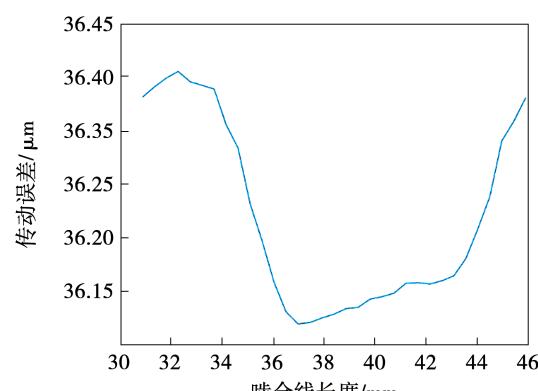


图 6 最终修形方案的传动误差曲线

Fig. 6 Transmission error curve in final modification scheme

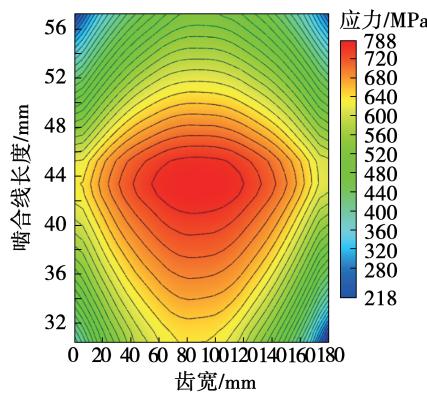


图 7 最终方案齿面接触应力分布云图

Fig. 7 Contact stress nephogram on tooth surface in final scheme

表 8 最终方案齿轮性能参数

Tab. 8 Gear performance parameters in final scheme

参 数	数 值
传动误差峰-峰值/ $\mu\text{m}$	0.219 1
最大接触应力/MPa	756.618 9
齿面载荷分布系数 $K_{H_B}$	1.144 5

在以齿面应力均载为目标进行齿向修形的基础上,进行的齿顶修形可达到降低齿面接触应力的目的,且齿顶修形对于改善齿面接触应力分布有较大影响,但无法达到减小传动误差的目的。

相较于未修形情况,在齿面接触应力分布更均匀的情况下,传动误差由 0.239 1 降低至 0.219 1,降低 8.4%,齿面接触应力由 788.20 MPa 降低至 739.15 MPa,降低 6.2%,且传动误差曲线相较于未修形情况更接近正弦曲线,齿轮啮合效果更好。

### 3 结 论

以一对单斜齿轮为对象,以齿面载荷分布均匀为优化目标,综合考虑传动误差、齿面接触应力等参数,制定修形方案,比较不同方案的修形优化效果。

(1) 利用 MASTA 软件对齿轮进行齿向修形优化,在使齿面接触应力沿齿宽方向分布均匀的情况下,传动误差相较于机械设计手册优化方法和未修形齿轮分别降低 61.9% 和 25.9%,最大齿面接触应力相较于未修形齿轮降低 8.6% 和 6.2%。

(2) 利用 MASTA 软件对齿轮同时进行齿向修形与齿顶修形优化,与未修形方案相比,在齿面接触应力分布更均匀的情况下,可使传动误差下降 8.0%,且传动误差曲线更接近正弦曲线;最大齿面接触应力降低 6.2%;齿面载荷分布系数  $K_{H_B}$  也由 1.195 2 降低至 1.144 5,有效地改善了齿轮的啮合性能。

(3) 针对单斜齿轮对齿顶修形的研究表明,直线长修形为最佳齿顶修形方式。

### 参考文献:

- [1] WALKER H. Gear tooth deflection and profile modification [J]. The Engineer, 1940, 166:435–438.
- [2] 杨廷力,王玉璞,叶新,等.渐开线高速齿轮的齿向修形[J].齿轮,1982(4):1–11.  
YANG Ting-li, WANG Yu-pu, YE Xin, et al. The tooth direction modification of involute high speed gear [J]. Journal of Gear, 1982(4):1–11.
- [3] 常山,徐振忠,霍肇波,等.斜齿圆柱齿轮瞬时啮合刚度及齿廓修形的研究[J].热能动力工程,1997,12(4):270–274.  
CHANG Shan, XU Zhen-zhong, HUO Zhao-bo, et al. Study on instantaneous meshing stiffness and tooth profile modification of helical cylindrical gear [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 1997, 12(4):270–274.
- [4] 王成,方宗德,郭琳琳,等.人字齿轮齿廓修形优化设计与试验研究[J].西北工业大学学报,2010,28(2):224–227.  
WANG Cheng, FANG Zong-de, GUO Lin-lin, et al. A different and better optimization of tooth profile of double helical gears [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2010, 28 (2): 224–227.
- [5] 尚振国,王德伦.修形斜齿轮啮合性质及误差影响分析[J].大连理工大学学报,2011,51(3):368–374.  
SHANG Zhen-guo, WANG De-lun. Analysis of modified helical gear meshing characteristics and error influence [J]. Journal of Dalian University of Technology, 2011, 51(3):368–374.
- [6] 吴勇军,王建军,韩勤锴,等.基于接触有限元分析的斜齿轮齿廓修形与实验[J].航空动力学报,2011,26(2):409–415.  
WU Yong-jun, WANG Jian-jun, HAN Qin-kai, et al. Tooth profile modification of helical gears and experimental study based on finite element contact analysis [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(2):409–415.
- [7] 杨本洋,褚超美,汤海川,等.齿轮修形参数对变速箱传动特性影响的研究[J].机械传动,2012,36(9):8–11.  
YANG Ben-yang, CHU Chao-mei, TANG Hai-chuan, et al. Research on effects of gear modification parameters with gear-box

- transmission performance [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012, 36(9): 8–11.
- [8] BONORI G, BARBIERI M, PELLICANO F. Optimum profile modifications of spur gears by means of genetic algorithms [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 313(3/5): 603–616.
- [9] REAGOR C P. An optimal gear design method for minimization of transmission error and vibration excitation [M]. Sturklich, Pennsylvania: The Pennsylvania State University, 2010.
- [10] GHOSH S S, CHAKABORTY G. On optimal tooth profile modification for reduction of vibration and noise in spur gear pairs [J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 105: 145–163.
- [11] 李明. 风电增速箱斜齿轮齿向修形研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2008.  
LI Ming. Research on longitudinal correction of helical gear in gearbox for wind turbine generator [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2008.
- [12] 叶盛鉴, 王立军, 孙向志, 等. 基于 MASTA 的齿轮低噪声设计方法研究 [J]. 舰船科学技术, 2016, 38(10): 89–93.  
YE Sheng-jian, WANG Li-jun, SUN Xiang-zhi, et al. Research on low-noise design of gear based on MASTA software [J]. Ship Science and Technology, 2016, 38(10): 89–93.
- [13] 封旗旗, 王陶, 王良模, 等. 基于多目标优化的差速器齿轮修形 [J]. 机械传动, 2020, 44(9): 153–158.
- FENG Qi-qi, WANG Tao, WANG Liang-mo, et al. Modification of differential gear based on multi-objective optimization [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2020, 44(9): 153–158.
- [14] 王羽达. 渐开线圆柱齿轮啮合弹性接触分析及修形研究 [D]. 上海: 东华大学, 2022.  
WANG Yu-da. Analysis of elastic meshing contact of involute cylindrical gear and research of tooth modification [D]. Shanghai: Donghua University, 2022.
- [15] 葛紫璇, 徐祝政. 双动力驱动齿轮箱齿轮修形优化设计研究 [J]. 机械传动, 2022, 46(7): 70–74, 112.  
GE Zi-xuan, XU Zhu-zheng. Research on gear modification optimization design of dual power drive gearbox [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2022, 46(7): 70–74, 112.
- [16] 闻邦椿. 机械设计手册: 单行本. 齿轮传动 (第五版) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2015.  
WEN Bang-chun. Mechanical design manual: Single volume. Gear drive (5th Edition) [M]. Beijing: China Machine Press, 2015.
- [17] 杨本洋, 褚超美, 汤海川, 等. 齿轮修形参数对变速箱传动特性影响的研究 [J]. 机械传动, 2012, 36(9): 8–11.  
YANG Ben-yang, CHU Chao-mei, TANG Hai-chuan, et al. Research on effects of gear modification parameters with gear-box transmission performance [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012, 36(9): 8–11.

(丛 敏 编辑)

## (上接第 149 页)

- [6] 高兴辉, 周帼彦, 涂善东. 缠绕管式换热器壳程强化传热性能影响因素分析 [J]. 化工学报, 2019, 70(7): 2456–2471.  
GAO Xing-hui, ZHOU Guo-yan, TU Shan-dong. Study on effects of structural parameters on shell-side heat transfer enhancement in spiral wound heat exchangers [J]. CIESC Journal, 2019, 70(7): 2456–2471.
- [7] 李琴, 李群松, 张治坤. 缠绕管式换热器热力计算方法研究 [J]. 化工设计通讯, 2018, 44(9): 121–122.  
LI Qin, LI Qun-song, ZHANG Zhi-kun. Study on thermal calculation method of winding tube heat exchanger [J]. Chemical Engineering Design Communications, 2018, 44(9): 121–122.
- [8] 尾花英朗. 热交换器设计手册 [M]. 北京: 烟加工出版社, 1987.  
OHANA Y L. Heat exchanger design manual [M]. Beijing: Hydrocarbon Processing Press, 1987.
- [9] GILLI P V. Heat transfer and pressure drop for cross flow through banks of multistart helical tubes with uniform inclinations and uniform longitudinal pitches [J]. Nuclear Science and Engineering, 1965, 22(3): 298–314.
- [10] 魏江涛, 曾桃. 缠绕管换热器壳程传热特性的数值研究 [J]. 化学工程与装备, 2015(2): 21–23.  
WEI Jiang-tao, ZENG Tao. Numerical study on shell side heat transfer characteristics of wound tube heat exchanger [J]. Chemical Engineering and Equipment, 2015(2): 21–23.
- [11] 杨发炜, 张周卫, 周文和. 缠绕管式换热器并管壳程换热数值研究 [J]. 石化技术, 2022, 29(5): 96–100, 51.  
YANG Fa-wei, ZHANG Zhou-wei, ZHOU Wen-he. Numerical study on shell side heat transfer of wound tube heat exchanger [J]. Petrochemical Industry Technology, 2022, 29(5): 96–100, 51.
- [12] 郑宁, 冯胜科, 鲍捷, 等. 缠绕管排列方式对传热性能影响的数值模拟 [J]. 机械设计与制造, 2022, 380(10): 222–228.  
ZHENG Ning, FENG Sheng-ke, BAO Jie, et al. Numerical simulation of the effect of the arrangement of wrapped tubes on heat transfer performance [J]. Machinery Design & Manufacture, 2022, 380(10): 222–228.
- [13] 陈晓彦, 黄云云, 张朱武, 等. 模拟分析壳程结构参数对缠绕管式换热器综合性能的影响 [J]. 福州大学学报(自然科学版), 2020, 48(1): 110–115.  
CHEN Xiao-yan, HUANG Yun-yun, ZHANG Zhu-wu, et al. Simulation analysis of the effect of shell side structural parameters on the heat transfer and flow performance of wound-tube heat exchanger [J]. Journal of Fuzhou University (Natural Science Edition), 2020, 48(1): 110–115.
- [14] WAGNER W, COOPER J R, DITTMANN A. The IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2000, 122(1): 150–182.

(刘颖 编辑)