

电动汽车行星变速器振动特性分析与优化

张庆永,陈山友,袁一卿,许赛芸,宋常欢

(福建理工大学 机械与汽车工程学院,福建 福州 350118)

摘要:以某电动汽车行星齿轮变速器为例开展振动特性研究,运用多体动力学方法建立变速器系统动力学模型,从内部激励的角度分析行星级齿轮副的振动状态;运用正交试验的方法确定了齿轮微观修形最佳方案;通过优化对比可知,修形后的齿轮改善了轮齿的啮合状态,明显降低了系统的声振响应,为变速器振动、噪声与声振粗糙度(NVH)优化设计提供借鉴。

关键词:电动汽车;变速器;行星齿轮;微观修形;振动

中图分类号:TH16;U469.7

文献标志码:A

文章编号:1672-4348(2023)06-0566-07

Analysis and optimization of vibration characteristics of planetary gear transmission for electric vehicles

ZHANG Qingyong, CHEN Shanyou, YUAN Yiqing, XU Saiyun, SONG Changhuan

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Fujian University of Technology, Fuzhou 350118, China)

Abstract: Taking the planetary gear transmission of an electric vehicle as an example, the vibration characteristics were studied. The dynamic model of the transmission system was established by using the multi-body dynamics method. The vibration state of the planetary gear pair was analyzed from the perspective of internal excitation. The optimal scheme of gear micro-modification was determined by orthogonal tests. Through optimization and comparison, it can be seen that the modified gear improves the meshing state of the gear teeth and significantly reduces the acoustic vibration response of the system, which provides reference for the optimization design of transmission noise, vibration and harshness (NVH).

Keywords: electric vehicles; transmission; planetary gears; micro-modification; vibration

不同于传统燃油车,电动汽车的变速器可以更好地控制电机处于经济性最高的区间,电动汽车直接将变速器连接至驱动电机上,一般布置在车轮附近,在没有发动机的遮盖下,电动汽车变速器噪声更为突出,因此,需要保障变速器传动系统的传动精度,降低振幅与寿命损伤^[1-2]以减小噪声。

邢宏福等^[3]以斜齿轮作为研究目标,基于一种螺旋线修形结合齿廓修形的优化方案实现齿轮的优化改进。游宇等^[4]为改善传动系统运行平稳性,分析从动轮在不同负载下传递误差的规律。孙刚等^[5]建立动力学模型以分析多工况时传动

系统的动力学性能与汽车关键部件的动态作用。Sánchez等^[6]研究了载荷分配和传动误差的影响因素包含齿轮数量长度等,并对齿轮接触情况进行载荷作用下的分析。Zhou等^[7]通过建立时变网格刚度的数学模型,结合遗传算法优化齿廓修形,改善传动误差。Xiao等^[8]利用传动系统的固有特性建立时变参数的行星轮模型,研究传动部件的啮合动态,分析轴承刚度对传动系统动态特性的影响。邢彬等^[9]应用准静态分析法,分析不同的齿向修形量对齿轮啮合综合刚度和齿向载荷分布的影响规律。Yue G P等^[10]采用多体动力学的方法对传动系统的噪声进行仿真,并从宏观

收稿日期:2023-08-10

基金项目:福建省省级科技项目(GY-Z21004);福建工程学院科研项目(GY-Z20170)

第一作者简介:张庆永(1980—),男,山东枣庄人,副教授,博士,研究方向:新能源汽车电力系统总成开发。

和微观的角度对齿轮进行改善。

本文通过建立变速器动力学分析模型,研究行星轮系动态激励情况,探讨并确定齿轮修形的最佳优化结果,分析啮合特性和振动特性,为变速器 NVH(振动、噪声与声振粗糙度)性能的提升提供理论和实验基础。

1 动力学分析模型的建立

通过设计图纸布局以及各项相关参数的设定,实施齿轮、轴和轴承的建模,在对轴实施建模时简化一些不影响分析结果的微小特征,导入柔性体与传动系统相连,建成整体的变速器动力学模型。

基于 MASTA 软件建立变速器传动系模型,并导入行星架、壳体的几何模型及其对应的刚度矩阵、质量矩阵和凝聚节点位置信息,根据凝聚节点位置信息装配变速箱的整体动力学模型,包括参考轴系、齿轮传动系及轴承、离合器、制动器、箱体等部件。各啮合副齿轮基本参数如表 1 所示。以 2Z-X 型行星齿轮传动为例,将内齿圈固定,以太阳轮作为输入,行星架作为输出,系统功率流路线为:太阳轮-行星轮-行星架。

传动系统中,太阳轮置于行星架内部,可活动式行星轮装配在行星架上,齿圈位于行星架外部,电机和太阳轮之间固定联接,以行星架的左端作为输出,传递至下一组齿轮副。制动器在齿圈和壳体之间,离合器控制着齿圈和行星架的接合和分离。

其工作原理:

一档:制动器接合,离合器分离,齿圈被固定。电机动力输入太阳轮,之后从行星架输出,传动比为 $1+\alpha$ (α 为齿圈齿数与太阳齿轮数之比),此时行星轮自由度是 2,其他啮合齿轮自由度为 1。

二挡:制动器分离,离合器接合,齿圈和行星架固定。此时动力由整体直接输出,传动比为 1,此时啮合齿轮自由度为 1。

选取一档工况下的峰值转矩 $300\text{ N}\cdot\text{m}$ 作为输入转矩,对变速器壳体校核。

(1) 载荷处理

根据变速器实际工况,通过 MASTA 中的传动系统模型,计算变速器位于一档工况时各轴上相应轴承的载荷,并分别施加反作用力于所对应的轴承座处。表 2 为不同轴承座处的受载情况。

表 1 齿轮基本参数

Tab.1 Basic gear parameters

位置	部件	齿数	齿宽 /mm	模数 /mm	压力角 /(°)	螺旋角 /(°)
输入级	太阳轮	38	25.5	1.55	20.0	27.09
	行星轮	17	24.5			
	齿圈	70	26.0			
中间级	小齿轮	41	28.0	2.00	17.5	28.00
	大齿轮	56	26.0			
输出级	小齿轮	17	40.0	2.55	17.0	33.00
	大齿轮	69	38.0			

表 2 不同轴承座处所受的各项分力

Tab.2 Force components on each bearing seat

轴系	前端轴承座处			后端轴承座处		
	F_x/kN	F_y/kN	F_z/kN	F_x/kN	F_y/kN	F_z/kN
行星架轴	1.804	-7.320	-3.905	—	—	—
输入轴	—	—	—	-1.114	-0.449	0.00
中间轴	6.900	6.943	15.519	11.445	0.759	0.00
输出轴	-20.680	9.229	-14.284	1.645	-9.163	2.67

(2) 约束处理

综合考虑变速器在实际使用时的安装情况,对壳体设置相应的边界条件。变速器的下壳体与驱动电机存在连接关系,需要对壳体上与电机壳体相连接的 6 个螺栓孔和 12 个凹槽约束处理。由于电机结构刚度较大,故选择在下壳体与电机相接触的部位设置约束,以达到限制其全部自由度的目的。

2 内部激励分析

内部激励即为齿轮在转动期间由其自身所形成的激励,其作为车用变速器振动噪声的动态激励源,主要包括刚度激励、误差激励和啮合冲击激励 3 类^[11]。

2.1 刚度激励

由于齿轮在传动时的重合度通常不是整数,啮合齿轮的对数不断发生改变,若以时间作为参考系,即表现为周期性的变化规律。由于这种周期性变化规律的存在,使得轮齿啮合刚度也表现出相同的作用情况,致使齿轮的受载和弹性变形

情况具有一定的差异性,特别在啮合点的临界位置表现为变形的阶跃性,促使系统产生激励。

啮合刚度为齿轮转动中的抗变形能力,即齿轮在 1 齿宽上,沿啮合线产生 1 μm 挠度所需的啮合线上的载荷。

首先求出各齿轮副的啮合刚度,并且求出单齿单位接触线长度的啮合刚度,通过将单齿单位接触线长度上对应的啮合刚度乘以接触线长度求得单齿啮合刚度。然后,通过接触程度对单齿啮合刚度进行叠加求解,以求得齿轮组综合啮合刚度。通过分析求得行星级齿轮副的啮合刚度曲线,具体见图 1 所示。

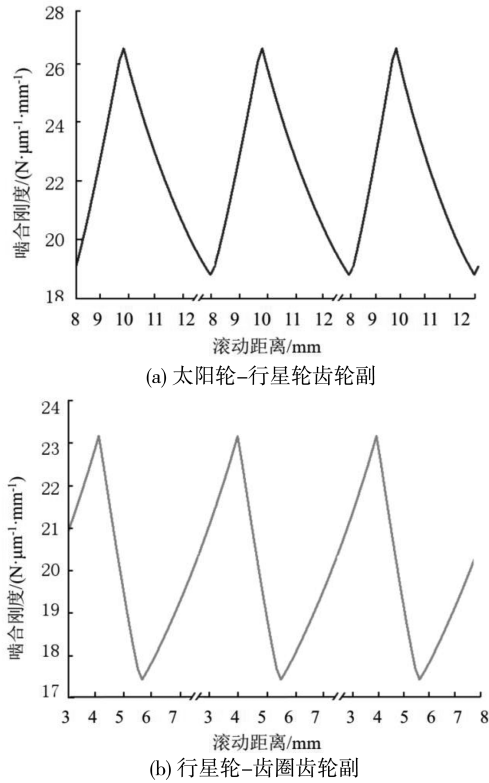


图 1 行星级齿轮副啮合刚度曲线

Fig.1 Meshing stiffness curve of planetary gear pair

由图 1 可见,行星级齿轮副在转动时,其啮合刚度随着展开距离实现周期性变动,且其啮合刚度曲线波动情况较为明显,都存在“尖点”。因此,啮合刚度的突变易引起内部激励的突然变化,进而加剧齿轮系统的振动问题。

2.2 误差激励

加工及装配时的误差会使齿轮在转动时产生误差,从而促使被动齿轮的实际啮合部分与理论啮合部分发生位置偏移,间接改变轮齿的啮合方式,使被动齿轮的实际转速发生变化,由此引起轮

齿间的相互作用,致使齿轮发生冲击,具体表现误差激励^[12]转化成啮合线上的实际距离,即为传递误差的大小。定义 TE 为传递误差,计算公式为:

$$TE = (\theta_2 + \Delta\theta_2)r_{b2} - \theta_1r_{b1} \quad (1)$$

式中: r_{b1} 、 r_{b2} 分别为主、从动轮基圆半径,cm; θ_1 、 θ_2 分别为主、从动轮理论转动角,(°); $\Delta\theta_2$ 为转动角的偏移量,(°)。

根据建立的变速器系统耦合模型,结合壳体、轴等部件的变形情况,求得变速器运行时行星级齿轮副的传递误差变化情况,见图 2。

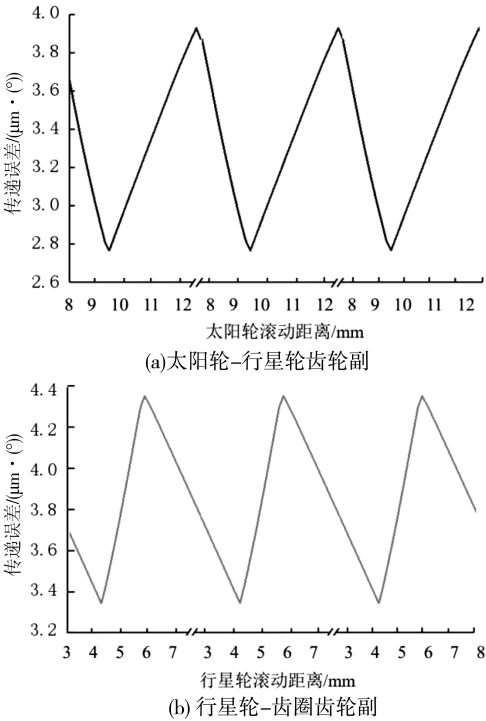


图 2 行星级齿轮副传递误差曲线

Fig.2 Transmission error curve of planetary gear pair

由图 2 可知,随着齿轮的啮合运转,传递误差值均表现出周期性变动。并且图 2(a)和图 2(b)中的传递误差曲线波峰均较为尖锐,表示在极短时间内齿轮副传递误差数值发生了改变,呈现最大值和最小值,同时也是齿轮存在较大偏载现象的一种表现形式。由此可知,行星级齿轮副的振动幅度较为突出,应实施相应改善措施。

齿轮加工误差的好坏将直接影响到误差激励,同时,对于加工误差的改善也是十分困难的。理想齿廓与过渡齿廓之间的偏差和过渡齿廓与实际齿廓之间的偏差可看作是实际齿廓与理想齿廓间的组合误差,两个偏差都是沿理想齿廓的啮合线来实施测量的,分别为齿距偏差和齿形偏差,两者统称为“啮合偏差”^[13]。

2.3 啮合冲击激励

齿轮在运转时,由于制造误差、轮齿受载受热等因素的作用,使得其啮合位置与理论上的啮合位置存在一定偏差,形成基节误差,主、从动轮之间产生了“敲打”,致使齿轮在转动时形成冲击,出现噪音,最终造成了啮合冲击激励。由于在传递误差分析中已包含了其啮合冲击的影响,故不再过多阐述。

3 行星轮系齿轮啮合特性分析

3.1 齿轮微观修形方法

由于在齿轮制造安装过程中,制造安装误差无法避免,且在啮合传动中,由于温度、载荷的变化,齿轮也会发生变形,特别是在高速重载下,标准渐开线齿轮更易产生振动、噪声及过大偏载的现象。齿轮修形可有效改善齿面偏载情况,提高齿轮的承载能力;也可以降低齿轮传递误差峰峰值,实现齿轮振动噪声减小。齿轮的修形方式包括齿向、齿廓和对角修形 3 种,本文主要讨论前两种修形方式。齿向修形可实现齿面应力分布的对中,齿廓修形可实现传动误差峰峰值及齿面最大接触应力的减小。

3.2 正交试验方法

基于动力学分析结果及加工误差的影响作用,分别选取 4 个修形因子最佳范围内的 3 个水平值,即齿向起鼓量 A、齿向线性修形量 B、齿廓起鼓量 C 和齿廓线性修形量 D 对应的 3 个修形量进行正交实验,正交试验因素水平结果如表 3 所示。

表 3 修形因子正交试验因素水平
Tab.3 Orthogonal test factor level of modification factor

位置	水平	因素			
		A	B	C	D
太阳轮-行星轮	1	6	8	18	-5
	2	7	10	20	-7
	3	8	12	22	-9
行星轮-齿圈	1	6	-7	9	0
	2	7	-9	11	2
	3	8	-11	13	4

针对行星齿轮传动系统,以传递误差峰峰值

(TE)最小为优化目标,以齿向起鼓量 A、齿向线性修形量 B、齿廓起鼓量 C 和齿廓线性修形量 D 为设计变量,进行正交试验,结果如表 4、表 5 所示。

表 4 太阳轮-行星轮啮合副正交试验结果
Tab.4 Orthogonal test results of sun gear-planetary gear meshing pair

实验号	A	B	C	D	TE
N ₁	1	1	1	1	0.195 7
N ₂	1	2	2	2	0.239 0
N ₃	1	3	3	3	0.247 3
N ₄	2	1	2	3	0.290 4
N ₅	2	2	3	1	0.190 0
N ₆	2	3	1	2	0.151 0
N ₇	3	1	3	2	0.385 7
N ₈	3	2	1	3	0.324 3
N ₉	3	3	2	1	0.294 5
T _{i1}	0.682 0	0.871 8	0.671 0	0.680 2	
T _{i2}	0.631 4	0.753 3	0.823 9	0.775 7	
T _{i3}	1.004 5	0.692 8	0.823 0	0.862 0	
K _{i1}	0.227 0	0.291 0	0.224 0	0.227 0	
K _{i2}	0.210 0	0.251 0	0.275 0	0.259 0	
K _{i3}	0.335 0	0.231 0	0.274 0	0.287 0	
R	0.125 0	0.060 0	0.051 0	0.060 0	

表 5 行星轮-齿圈啮合副正交试验结果
Tab.5 Orthogonal test results of planetary gear-ring gear meshing pair

实验号	A	B	C	D	TE
N ₁	1	1	1	1	0.161 0
N ₂	1	2	2	2	0.187 4
N ₃	1	3	3	3	0.245 9
N ₄	2	1	2	3	0.140 7
N ₅	2	2	3	1	0.148 5
N ₆	2	3	1	2	0.135 9
N ₇	3	1	3	2	0.266 0
N ₈	3	2	1	3	0.187 4
N ₉	3	3	2	1	0.226 5

续表

实验号	A	B	C	D	TE
T_{i1}	0.594 3	0.567 7	0.484 3	0.536 0	
T_{i2}	0.425 1	0.523 3	0.554 1	0.583 3	
T_{i3}	0.679 9	0.608 3	0.660 4	0.574 0	
K_{i1}	0.198 0	0.189 0	0.161 0	0.179 0	
K_{i2}	0.142 0	0.174 0	0.185 0	0.196 0	
K_{i3}	0.227 0	0.203 0	0.220 0	0.191 0	
R	0.085 0	0.029 0	0.059 0	0.017 0	

表 4、表 5 中,1~3 分别为第一到第三个修形水平; N_1 到 N_9 分别为第一到第九次实验; T_{ij} 为第 i 列 j 行水平的修形水平和; $\bar{K}_{ij}$ 为所对应的修形水平平均值; R 为所处列的极差。

根据正交试验,得到齿轮最佳齿向、齿廓修形的水平参数组合。结果是 A 的极差最大,则其对传递误差的影响最大。因此,太阳轮-行星轮齿轮副中对传递误差的影响效果依次为

$A>B=D>C$,最佳的齿向、齿廓修形的水平参数组合为 A2B3D2C1;行星轮-齿圈齿轮副对传递误差的影响效果依次为 $A>C>B>D$,最佳的齿向、齿廓修形的水平参数组合为 A2C1B2D1。综上,针对变速器在 1 挡工况下的振动噪声等问题,设定一套齿轮微观修形的修形方案,如表 6。并基于此方案展开仿真验证,比较行星轮系优化前后的振动情况。

表 6 齿轮微观修形方案

啮合副	修形参数			
	齿向	齿向线性	齿廓	齿廓线性
	起鼓	修形量	起鼓	修形量
太阳轮-行星轮	7	12	18	-5
行星轮-齿圈	7	-9	9	0

4 振动特性优化比较

4.1 传递误差与接触斑点

在齿轮传动过程中,如果传递误差保持恒定不变,齿轮将不产生振动,由此可通过降低齿轮传递误差峰峰值减小齿轮的振动与噪声。

如图 3,修形后的传递误差峰峰值均存在明

显减小。其中太阳轮-行星轮齿轮副的传递误差峰峰值从 1.163 8 μm 降至 0.146 7 μm ,行星轮-齿圈齿轮副传递误差峰峰值从 1.088 7 μm 降至 0.136 7 μm 。传递误差波动量整体控制在 0.2 μm 以内,达到实际应用需求,验证了微观修形的有效性。除传递误差峰峰值下降明显以外,齿轮修形使传递误差曲线变得更加柔和,没有变化极为剧烈的点或者区间,这有利于齿轮传动平稳性的提高和齿轮啸叫噪声的改善。

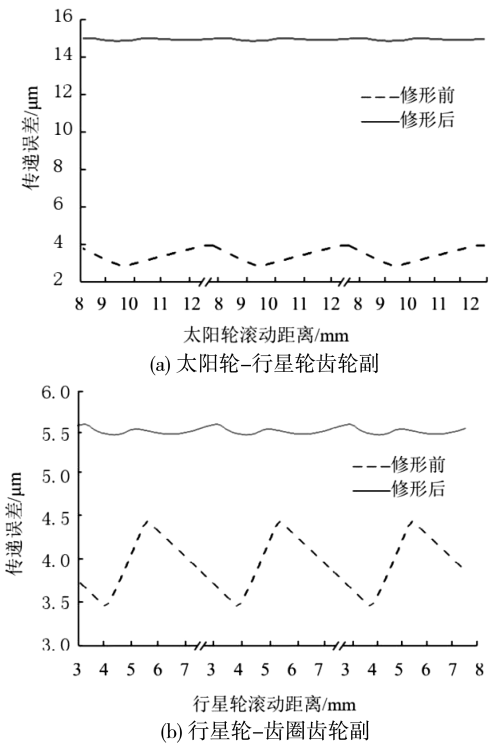


图 3 行星级齿轮副传递误差曲线

Fig.3 Transmission error curve of planetary gear pair

行星级齿轮副修形前后接触特性如图 4、5 所示,由于齿面不完全啮合的原因,太阳轮-行星轮啮合面和行星轮-齿圈啮合面均存在齿面偏载的现象,使得传动不平稳,引起振动和噪声。

修形后齿轮齿面偏载情况得到改善,齿轮接触区域增大,接触应力减小。太阳轮-行星轮齿轮副最大接触应力由 1 314 MPa 降至 1 008 MPa,减小了 23.3%;行星轮-齿圈齿轮副最大接触应力由 1 262 MPa 降至 920 MPa,减小了 27.1%。结果显示,优化后行星级齿轮的啮合状态得到明显改善,齿面最大接触应力明显降低,进一步提高了齿轮的承载能力和使用寿命。

4.2 振动噪声分析

运用 MASTA 软件对变速器系统振动噪声仿

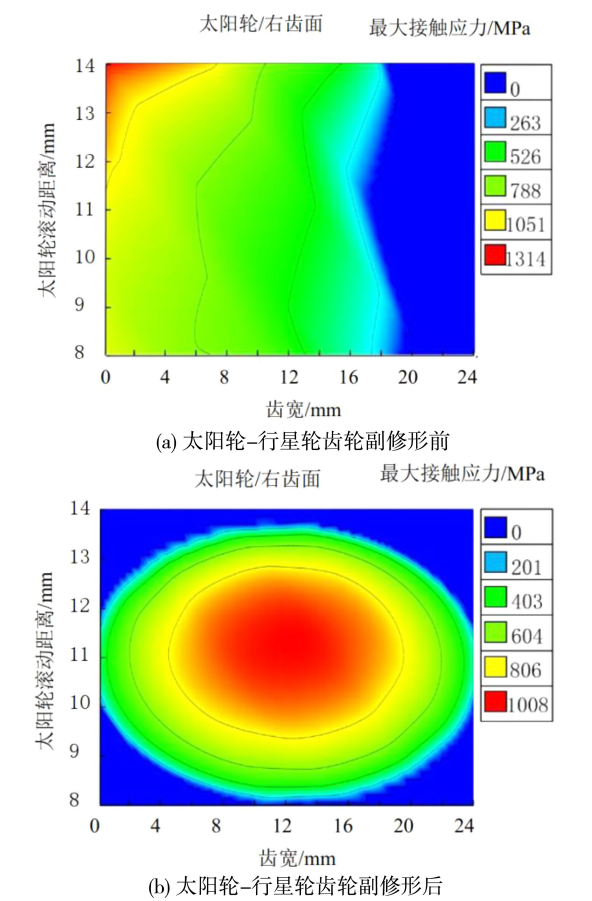


图 4 太阳轮-行星轮齿轮副修形前后接触斑点
Fig.4 Contact spots before and after modification
of sun gear-planet gear pair

真分析,研究优化前后变速器振幅的具体表现情况^[14]。1挡起坡时轴承座处在整个系统中振动较大,因此主要对行星架轴左轴承座处设置测量点分析,获得测点处修形前后二阶X、Y、Z向加速度响应,如图6所示。

由图6可知,从修形前后加速度曲线变化趋势来看,X、Y、Z向的加速度响应曲线变化趋势都大幅度降低,三者的波峰下降幅度最大,且其对应频率仍然保持一致。修形前X、Y、Z向最大加速度分别为17.08、17.03、6.72 m/s²,修形后最大加速度减小为5.47、5.76、1.62 m/s²,修形后比修形前最大加速度下降了约67%,结果表明,修形后系统动态性能获得显著提高。

对加速度响应曲线1/3倍频程处理,经式(2)计算,可得到优化前后的行星架轴左轴承座处的结构噪声值曲线图,如图7所示。

$$L_a = 10 \log \frac{a^2}{a_0^2} = 20 \log \frac{a}{a_0} \quad (2)$$

式中: L_a 为结构噪声,dB; a 为轴承座外圈加速度有

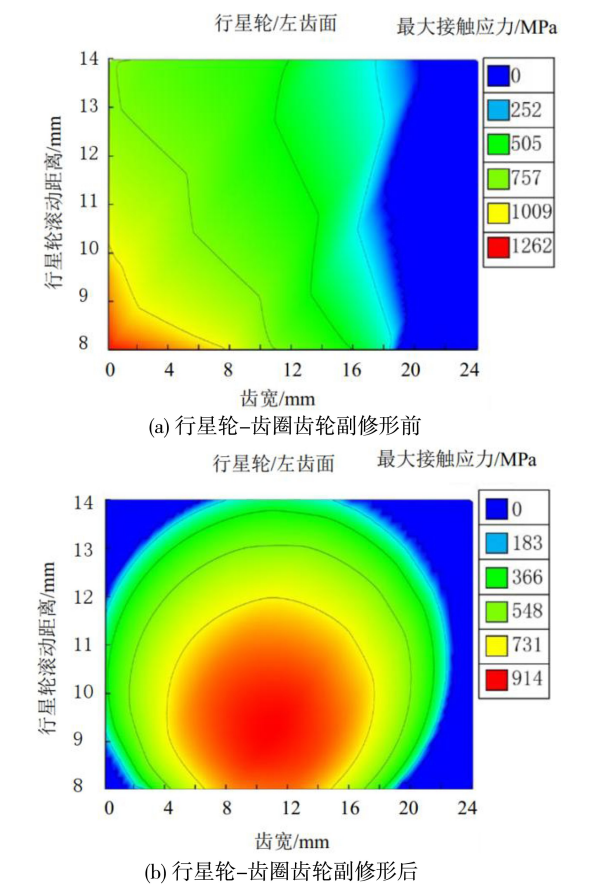


图 5 行星轮-齿圈齿轮副修形前后接触斑点
Fig.5 Contact spots of planetary gear-ring gear pair before and after modification

效值,m/s²; a_0 为基准加速度,取值为 1×10^{-6} m/s²。

通过对比可看出,优化后测点的结构噪声均有所减小,其中测点的X向结构噪声最大值由144.6降至134.8 dB。优化前后该测点在X、Y、Z 3个方向上的结构噪声值如表7所示,由表7可见,该测点在X、Y、Z 3个方向上的噪声值均有所降低,平均降低率在7%左右,其中,优化后Z向最大噪声值减幅最大,约7.69%,表明NVH性能得到明显改善。

表 7 行星架轴左轴承座处修形前后结构噪声最大值
Tab.7 Maximum structure noise before and after modification
at the left bearing seat of the planetary frame shaft

测点	噪声最大值/dB		降低率/%
	修形前	修形后	
X 向	144.6	134.8	6.78
Y 向	144.6	135.0	6.64
Z 向	136.5	126.0	7.69

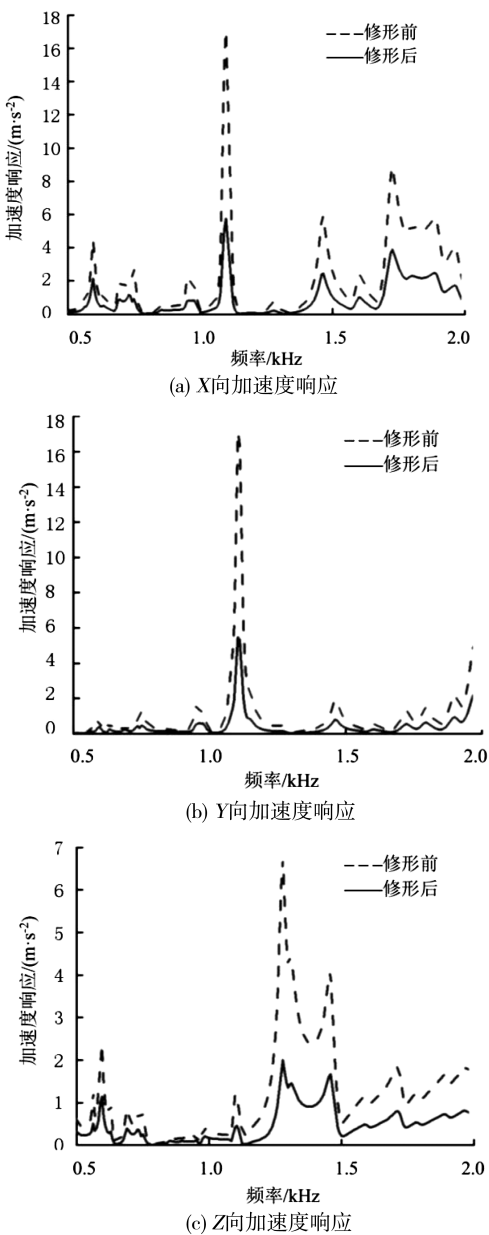


图 6 优化前后测点的 X、Y、Z 向加速度响应
Fig.6 X,Y,Z direction acceleration responses of measured points before and after optimization

5 结论

1) 啮合刚度的突变易引起内部激励的突然变化,同时行星级齿轮副的振动幅度较为突出,应实施相应改善措施;
2) 齿轮修形的最佳优化方案:太阳轮-行星轮齿轮副中对传递误差的影响效果依次为 A>B=D>C,最佳的齿向、齿廓修形的水平参数组合为 A2B3D2C1;行星轮-齿圈齿轮副对传递误差的影响效果依次为 A>C>B>D,最佳的齿向、齿廓修形

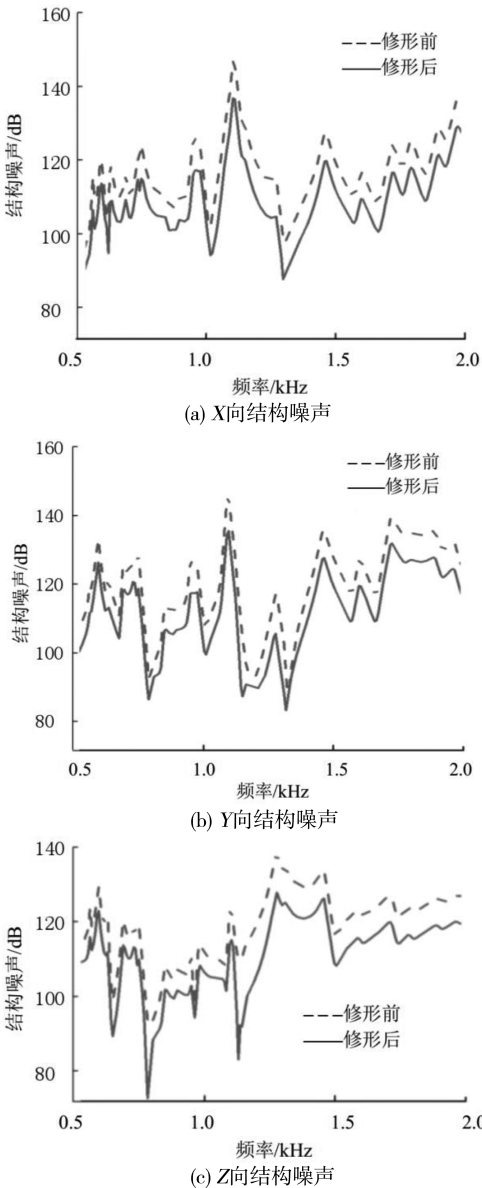


图 7 优化前后测点的 X、Y、Z 向结构噪声
Fig.7 X,Y,Z direction structural noise of measured points before and after optimization

的水平参数组合为 A2C1B2D1;
3) 可以将传递误差波动量整体控制在 0.2 μm 以内;太阳轮-行星轮齿轮副最大接触应力由 1 314 降至 1 008 MPa,减小了 23.3%;行星轮-齿圈齿轮副最大接触应力由 1 262 降至 920 MPa,减小了 27.1%。修形后比修行前最大加速度下降了约 67%。合理设计和优化齿轮微观参数,可降低齿轮传递误差峰峰值,改善齿轮传动偏载情况,减小齿面最大接触应力,降低变速箱结构噪声,有效提升变速器 NVH 性能。

(下转第 597 页)

参考文献:

- [1] CHARLES R Q,HAO S,MO K C,et al. PointNet:deep learning on point sets for 3D classification and segmentation[C]//2017 IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition (CVPR). Honolulu,HI: IEEE,2017:652-660.
- [2] WANG Y,SUN Y B,LIU Z W,et al. Dynamic graph CNN for learning on point clouds[J]. ACM Transactions on Graphics,38(5): 1-12.
- [3] ZHAO YE,ZHANG L M,LIU Y,et al. Two-stream graph convolutional network for intra-oral scanner image segmentation[J]. IEEE Transactions on Medical Imaging,2022,41(4):826-835.
- [4] MA TA,YANG Y Z,ZHAI J C,et al. A tooth segmentation method based on multiple geometric feature learning[J]. Health-care,2022,10(10):2089.
- [5] QI C R,YI L,SU H,et al. PointNet++:deep hierarchical feature learning on point sets in a metric space[C]//Proceedings of the 31st International Conference on Neural Information Processing Systems. New York:ACM,2017:5105-5114.
- [6] ZHAO Y,ZHANG L M,YANG C S,et al. 3D Dental model segmentation with graph attentional convolution network[J]. Pattern Recognition Letters,2021,152:79-85.
- [7] 张雅玲,于泽宽,何炳蔚. 基于 GCNN 的 CBCT 模拟口扫点云数据牙齿分割算法[J]. 计算机辅助设计与图形学学报,2020,32(7):1162-1170.
- [8] BEN-HAMADOU A,SMAOUI O,REKIK A,et al. 3DTeethSeg'22:3D teeth scan segmentation and labeling challenge[EB/OL]. 2023:arXiv:2305.18277.

(责任编辑:方素华)

(上接第572页)

参考文献:

- [1] 李中哲,陈勇,武一民. 基于多体动力学的电动客车变速器噪声预测研究[J]. 机械设计与制造,2020(2):292-295.
- [2] 梁伟智,贾爽,李慎龙,等. 混合动力重卡行星传动系统振动噪声分析[J]. 机械设计与制造,2021(08):221-224.
- [3] 邢宏福,杨朝会,于楠,等. 基于 Romax 的斜齿圆柱齿轮的微观参数优化[J]. 机械传动,2021,45(6):85-89,138.
- [4] 游宇,曹雪梅. 基于 MASTA 仿真的承载传动误差对弧齿锥齿轮振动特性的影响分析[J]. 机械传动,2021,45(9):56-61,67.
- [5] 孙刚,任尊松,辛欣,等. 高速动车组齿轮传动系统振动特性[J]. 机械工程学报,2019,55(18):104-111.
- [6] SANCHEZ M B,PLEGUEZUELOS M,PEDRERO J I. Influence of profile modifications on meshing stiffness,load sharing, and transmission error of involute spur gears[J]. Mechanism and Machine Theory,2019,139:506-525.
- [7] ZHOU J,YI F,XU X,et al. Effect of tooth profile modification on dynamic tooth load of planetary gear train[J]. Shock and Vibration,2019,2019:1-20.
- [8] XIAO Z,CAO J,YU Y. Mathematical modeling and dynamic analysis of planetary gears system with time-varying parameters[J]. Mathematical Problems in Engineering,2020,2020:1-9.
- [9] 邢彬,侯明曦,孔祥锋. 齿向修形齿轮啮合刚度及齿向载荷分布系数的计算研究[J]. 机械传动,2017,41(10):96-103.
- [10] YUE G,NIU W,ZHAO J,et al. Gear whine resolution by tooth modification and multi-body dynamics analysis[R]. SAE Technical Paper,2016.
- [11] 甘纯,何泽银,张涛. 考虑啮入冲击激励的跨座式单轨牵引齿轮箱振动噪声预估与试验研究[J]. 噪声与振动控制,2022,42(2):23-28.
- [12] 范孝良,石鹏飞,刘建民. 风电齿轮箱微观修形对振动与声振粗糙度性能的影响[J]. 中国工程机械学报,2019,17(1):43-48.
- [13] 彭俊祥. 齿轮传动系统动态特性对传递误差的影响分析[D]. 重庆:重庆理工大学,2019.
- [14] 杨红波,史文库,陈志勇等. 基于某二级减速齿轮系统的齿面修形优化[J]. 吉林大学学报(工学版),2022,52(07):1541-1551.

(责任编辑:陈雯)