

变速器斜齿轮宏观参数减振优化设计

宗长富¹,任明辉^{1,2},万 澄¹,陈 涛²,白鹰搏³

(1. 吉林大学 汽车仿真与控制国家重点实验室,长春 130022;2. 中国第一汽车股份有限公司 技术中心,长春 130062;3. 吉林大学 机械科学与工程学院,长春 130022)

摘要:为了在变速器齿轮宏观参数设计阶段尽可能地降低齿轮啮合冲击振动,提出了一种斜齿轮宏观参数的减振优化设计方法。采用减小传递误差波动值作为减小冲击振动的手段,建立以减小冲击振动和体积为目标,同时考虑规范要求并保证强度的变速器斜齿轮宏观参数优化模型,采用遗传算法进行寻优。斜齿轮传递误差的计算方法考虑将斜齿轮副近似为众多小直齿轮副的叠加,并考虑相邻小直齿轮副的啮合角度的相位差,小直齿轮副的传递误差计算采用考虑轮体周向变形的改进石川法。优化结果表明,本文优化方法能够有效降低斜齿轮传递误差 41%、降低体积 1.34%。

关键词:车辆工程;变速器;斜齿轮;传递误差;减振优化;宏观参数

中图分类号:U463.212;TH132.41 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5497(2016)06-1772-08

DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb201606003

Optimization of macro-geometric parameters of helical gears of transmissions to reduce vibration

ZONG Chang-fu¹, REN Ming-hui^{1,2}, WAN Ying¹, CHEN Tao², BAI Ying-bo³

(1. State Key Laboratory of Automotive Simulation and Control, Jilin University, Changchun 130022, China; 2. R&D Center, China FAW Group Corporation, Changchun 130062, China; 3. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: A method to optimize the macro-parameters of helical gears in transmissions is developed to reduce meshing vibration in initial design phase of the transmission gearbox. In the optimization model, the optimization variables include the modulus, the helical angle, the tooth wide, the top gap coefficient etc. The optimization target is the synthesis of reducing meshing vibration and reducing the volume of the gear pair. The constraint conditions include the standard requirements and the strength requirement. The fluctuation value of the dynamic transmission error is considered as the index of the vibration. To calculate the dynamic transmission error of the helical gear pairs, the helical gear pair is approximated as the superposition of many smaller spur gear pairs, and the phase difference of the meshing angles of adjacent smaller spur gear pairs is considered. The deformation calculated by Ishikawa method and the circumferential deformation are considered in the dynamic transmission error and the dynamic meshing stiffness calculation of the smaller spur gear pairs. The optimization results

收稿日期:2016-01-25.

基金项目:国家自然科学基金项目(51575224,51575223);吉林省科技发展计划项目(20150204066GX).

作者简介:宗长富(1962-),男,教授,博士生导师.研究方向:汽车参数匹配、仿真与控制.

E-mail:zong.changfu@ascl.jlu.edu.cn

show that the method developed in this paper can effectively reduce the transmission error of the helical gear by 41% and reduce the volume by 1.34%.

Key words: vehicle engineering; transmission; helical gears; transmission error; vibration damping optimization; macro-geometric parameters

0 引言

变速器齿轮振动和噪声的影响因素包括齿轮的设计和加工、齿轮轴承和齿轮箱的结构设计等。至今大多研究工作都集中在理论和试验研究、数值仿真等阶段。在箱体整体噪声方面, 李宏坤等^[1]在对某齿轮箱进行模态贡献量和面板声学贡献量分析的基础上, 将主要固有频率和面板声功率级作为目标函数, 应用有限元软件进行了箱体厚度的减振优化设计。关于齿轮副的设计方面, 当齿轮的类型、材料都确定后, 影响振动和噪声的指标包括齿轮几何宏观参数、微观修形方式和修形量两个方面^[2]。微观修形对齿轮的啮入、啮出冲击激励有很大影响, 是目前对齿轮振动和噪声优化设计的主要手段^[3-5]。齿轮的几何宏观参数(包括齿数、模数、螺旋角、重合度等)是影响齿轮时变啮合刚度激励波动的根源。在宏观参数设计阶段, 基本是通过经验和定性分析来确定和调整齿轮几何宏观参数, 使得齿轮的噪声品质满足要求, 或是单纯地通过提高重合度来优化齿轮振动和噪声品质^[6,7]。

齿轮动力学研究^[8]表明, 齿轮箱系统的振动很大程度上取决于各齿轮副的动态传递误差。动态传递误差波动越大, 越不利于传动的振动抑制。齿轮啮合过程中的受载弹性变形是动态传递误差的一个分量, 称为设计传递误差, 与决定于齿轮宏观几何参数的齿轮动态啮合刚度直接相关。因此, 如果能通过对齿轮宏观几何参数的优化设计, 减小动态传递误差中弹性变形部分的波动量, 就能在齿轮宏观参数设计阶段更好地考虑对噪声的要求, 从而提升齿轮的振动和噪声性能。

在设计变速器时, 一般通过 MASTA 等变速器设计专用软件或 ANSYS 等有限元软件计算齿轮的传递误差, 但 MASTA 软件不能对传递误差进行优化设计, 需要手动修改参数反复尝试, 而有限元软件建模复杂且计算时间长^[9]。由于齿轮系统非线性动力学微分方程的求解必须依靠高精度数值解, 因此有很多研究对摄动法等近似解析法进行了研究。李瑰贤等^[10]提出采用多尺度法近

似求解齿轮系非线性微分方程。传统石川法或改进石川法是一种基于材料力学理论的快速计算直齿轮时变啮合刚度和设计传递误差的较好方法^[11], 但该方法只适用于直齿轮。Wei 等^[12]建立了六自由度斜齿轮啮合动力学模型, 用于计算齿轮啮合的传递误差, 并用该模型分析了齿轮重合度、轴支撑刚度、啮合阻尼等齿轮参数对动态传递误差的影响。Kang 等^[13]采用有限元方法建立了斜齿轮的传递误差计算模型, 并用该模型计算不同螺旋角下的齿轮重合度和传递误差, 建立了重合度、传递误差与螺旋角之间的关系。对于其他齿轮形式, 刘志峰等^[14]针对等高齿锥齿轮提出将时变啮合刚度表示为啮合中心沿齿面法向位移的多项式函数。此外, 也有少数研究建立了齿轮传动系整体动力学模型, 如符升平等^[15]建立了多级齿轮传动刚柔耦合动力学模型, 综合考虑了传动轴各向柔性、湿式离合器动特性及齿轮时变啮合力对轴类零件动态响应的影响。

综上可知, 目前的研究中主要存在两点不足: ①忽略了齿轮宏观几何参数设计阶段对噪声和振动的设计要求, 或仅进行相关性和趋势的分析; ②斜齿轮传递误差计算大多采用有限元方法, 由于计算速度慢导致不易实现优化设计。为此, 本文针对变速器普遍采用的斜齿轮, 提出了一种快速运行的变速器斜齿轮宏观参数优化设计方法, 通过减小齿轮啮合的传递误差减小冲击振动。首先建立以斜齿轮的齿数、模数、螺旋角、齿宽、顶隙系数等为变量的传递误差计算模型, 将斜齿轮副近似看作很多具有相同端面参数的小直齿轮副的叠加, 并考虑相邻小直齿轮副啮合时间和啮合角度的相位差, 对每个小直齿轮副采用石川法计算动态啮合刚度和传递误差, 通过对所有小直齿轮副啮合刚度进行叠加, 建立斜齿轮的动态啮合刚度模型和相应传递误差计算模型。然后采用减小传递误差波动值作为减振的手段, 建立以减小振动和体积为目标, 同时保证强度和使用过程中的可靠性的变速器斜齿轮宏观参数的优化设计模型, 并采用遗传算法对变速器斜齿轮进行优化设计。

1 斜齿轮传递误差计算模型

齿轮啮合的传递误差由受载轮齿的弹性形变和齿轮的制造误差两部分组成。在设计过程中,不考虑制造误差,因此本文仅考虑理想齿轮状态下由轮齿受载弹性形变引起的传递误差。斜齿轮的原始参数如下:法面模数 $m_n = 3.7$;螺旋角 $\beta = 24^\circ$;有效齿宽 $b = 29 \text{ mm}$;实际中心距 $a_w = 135 \text{ mm}$;弹性模量 $E = 207\,000 \text{ MPa}$;泊松比 $\nu = 0.3$,其他参数见表 1。此外,该斜齿轮副受到的啮合转矩为 $126.2 \text{ N} \cdot \text{m}$,主动轮转速为 1400 r/min 。

表 1 斜齿轮原始参数

Table 1 Original parameters of helical gears

| 参 数 | 数 值 | |
|--------------------------|---------|---------|
| | 主 动 轮 | 从 动 轮 |
| 齿数 z | 37 | 30 |
| 法面压力角 $\alpha_n/(\circ)$ | 20 | 20 |
| 法向齿顶高系数 h_a^* | 1.4 | 1.4 |
| 法向顶隙系数 c^* | 1.7 | 1.7 |
| 变位系数 x_n | -0.5868 | -0.1222 |

1.1 端面直齿轮副的综合啮合动刚度计算

端面直齿轮副是指与斜齿轮具有相同端面参数、齿宽相同的端面直齿轮副。首先计算端面直齿轮上单个轮齿的变形 δ_j ,考虑传统石川法计算的变形量和轮体周向变形量。

采用石川法计算直齿轮啮合变形时,将齿轮看成是长方形和梯形的组合,考虑在载荷作用下长方形和梯形的弯曲和剪切变形。图 1 为石川法计算直齿轮啮合变形的几何示意图,其中 h_r 、 s_F 分别为矩形的高和宽; h 为矩形和梯形总高; h_i 为梯形腰长延伸后得到的三角形的高; s_k 为梯形上边长; ω_x 、 h_x 分别为载荷 F_n 作用方向和作用点至

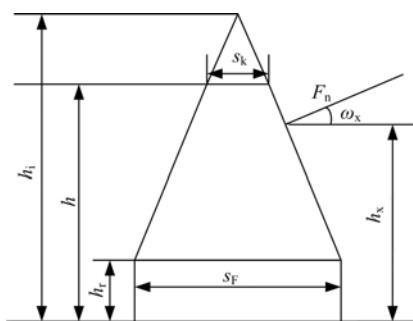


图 1 石川法结构示意图

Fig. 1 Structure schematic of Ishikawa method

矩形底边的高度。根据石川法计算的变形量 $\delta_{石}$ 为:

$$\delta_{石} = \delta_{Br} + \delta_{Bt} + \delta_s + \delta_G \quad (1)$$

式中: δ_{Br} 、 δ_{Bt} 、 δ_s 和 δ_G 分别为长方形部分弯曲变形量、梯形部分的弯曲变量、剪力产生的变形量和基础部分倾斜产生的变形量。

直齿轮的轮体周向变形 δ_ω 计算原理是将齿轮圆心的水平轴至轮齿危险截面间的齿轮腹板简化为一个曲边梯形,如图 2 所示。切向力 $F_n \cos \omega_x$ 导致的腹板剪切变形和弯曲变形之和即为所考虑的轮体周向变形(包括切向变形和弯曲变形)为:

$$\delta_\omega = \delta_{\omega 1} + \delta_{\omega 2} \quad (2)$$

腹板剪切变形 $\delta_{\omega 1}$ 和腹板弯曲变形 $\delta_{\omega 2}$ 分别为:

$$\delta_{\omega 1} = \iint \frac{-3F_n \cos \omega_x (\sqrt{r_f^2 - y^2} - y)}{2Eb(r_f^2 - y^2)^{3/2}} dy^2 \quad (3)$$

$$\delta_{\omega 2} = \iint \frac{-3F_n \cos \omega_x h_x}{2Eb(r_f^2 - y^2)^{3/2}} dy^2 \quad (4)$$

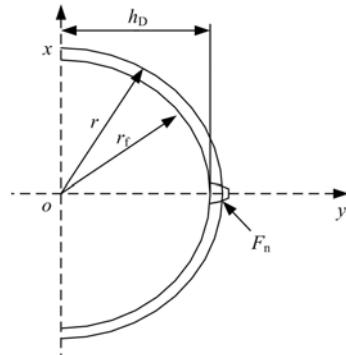


图 2 轮体周向变形几何示意图

Fig. 2 Geometric schematic of wheel circumferential deformation

综合石川法和轮体周向变形的计算,端面直齿轮上单个轮齿沿啮合线方向的变形量 δ_j 为:

$$\delta_j = (\delta_{石} + \delta_\omega)_j = (\delta_{Br} + \delta_{Bt} + \delta_s + \delta_G + \delta_\omega)_j \quad (5)$$

式中: $j = \{1, 2\}$, 1 表示主动轮, 2 表示从动轮。

端面直齿轮副的单对轮齿的啮合动刚度 k_s 为:

$$k_s = F_n / \delta_s \quad (6)$$

式中: F_n 为一对轮齿啮合的相互作用力,与单个轮齿受到的作用力一样; $\delta_s = \delta_1 + \delta_2$, 包括主动轮和从动轮两个齿轮的变形。

计算得到斜齿轮参数对应的端面直齿轮的单对轮齿啮合刚度随啮合时间变化曲线如图 3 所示。

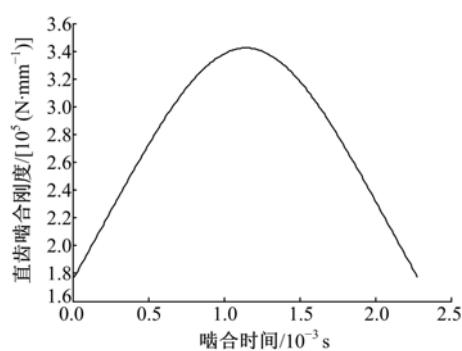


图 3 端面直齿轮单对轮齿时变啮合刚度

Fig. 3 Meshing stiffness of a pair of teeth of spur gear pair

通常齿轮在啮合期间有多对轮齿同时参与啮合, 因此整个端面直齿轮副的时变啮合刚度是多对轮齿啮合刚度的合成。计算斜齿轮的端面重合度为:

$$\epsilon_a = [z_1(\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha') + z_2(\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha')]/(2\pi) = 1.9676 \quad (7)$$

ϵ_a 在 1~2 之间, 即端面直齿轮副在啮合过程中存在一对轮齿啮合和两对轮齿同时啮合两种情况, 对直齿轮副一对轮齿的啮合周期进行划分(见图 4), 其中, B_1B_2 为实际啮合线段; P_b 为一个基节的长度; B_1D 和 CB_2 为双齿啮合区; DC 为单齿啮合区; t_m 为一对轮齿的啮合周期(即齿轮副走过一个基节的时间); t_d 为双齿啮合区 DCP; t_s 为单齿啮合区 SCP。一对轮齿从接触啮合到完全分离的时间为 $2t_d + t_s$ 。设定主动轮的转速为 n_e , 则转过一个基节的时间为 $t_m = 60/(z_1 n_e)$ 。设 $\lambda = t_d/t_m$, 则与端面重合度 ϵ_a 的关系为: $\lambda = \epsilon_a - 1$ 。

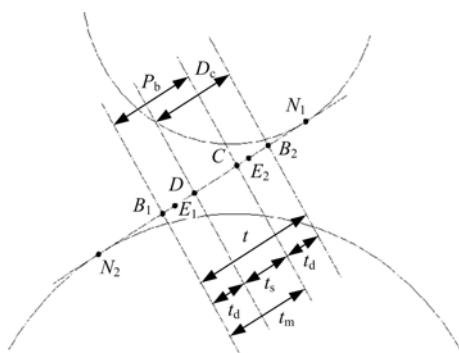


图 4 端面直齿轮副的啮合过程示意图

Fig. 4 Meshing process of transverse spur gear pair

设 E_1 、 E_2 分别是位于 B_1D 段和 CB_2 段的两对轮齿对的同时啮合点。双齿啮合时, 齿轮副的综合啮合刚度是这两个轮齿对的啮合刚度之和(相当于并联弹簧), 则双齿啮合时端面直齿轮副

的综合啮合刚度为:

$$K_d = k_s(E_1) + k_s(E_2) \quad (8)$$

一个啮合周期 t_m 内, 端面直齿轮副的综合时变啮合刚度 $K_{m直}$ 可表示为:

$$K_{m直} = \begin{cases} K_d, 0 \leq t \leq t_d \\ K_s, t_d < t \leq t_m \end{cases} \quad (9)$$

若重合度为 2~3, 则有:

$$K_{m直} = \begin{cases} K_t, 0 \leq t \leq t_t \\ K_d, t_t < t \leq t_d \end{cases} \quad (10)$$

式中: K_t 、 K_d 分别为三齿啮合和双齿啮合的综合刚度; t_t 、 t_d 分别为三齿啮合区和双齿啮合区。

端面直齿轮副的综合啮合刚度随时间的变化如图 5 所示。从图可以看出: 1、3 段互为平移函数。由于是离散化计算, 因此结果是离散的。为便于之后计算斜齿轮副的综合时变啮合刚度, 对图中 1、2 段曲线进行三次多项式拟合, 得到第 1 段和第 2 段的拟合函数分别为:

$$K_{m直1}(t) = o_{11}t^3 + o_{12}t^2 + o_{13}t + o_{14} \quad 0 \leq t \leq t_d \quad (11)$$

$$K_{m直2}(t) = o_{21}t^3 + o_{22}t^2 + o_{23}t + o_{24} \quad t_d < t \leq t_m \quad (12)$$

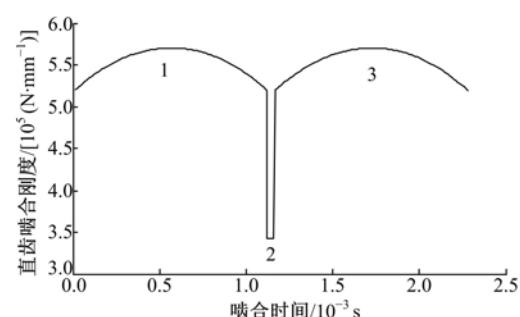


图 5 端面直齿轮副的综合时变啮合刚度

Fig. 5 Dynamical meshing stiffness of spur gear pair

1.2 斜齿轮副的动态传递误差计算

直齿轮的齿廓曲面是发生面在基圆柱上做纯滚动时, 发生面上一条与齿轮轴相平行的直线 KK 所展成的渐开线曲面, 斜齿圆柱齿轮齿廓曲面的形成原理与直齿圆柱齿轮相似, 但是发生面上的直线 KK 不平行于基圆柱的轴线, 而是与其有一个螺旋角 β 。所以在模型上, 如图 6(a)所示, 把宽度为 B 、螺旋角为 β 的斜齿轮近似看作是 N 个具有相同端面参数小直齿轮副的叠加, 每个小直齿轮的宽度为 B/N 。从啮合的角度来看, 如图 6(b)所示, 图中每对小直齿轮副(以 $i+1$ 表示) 比前一对小直齿轮副(以 i 表示) 超前角度 φ_i 。A、B 在图 6(b) 所示平面的投影弧长为 \widehat{AB} , 则超前角

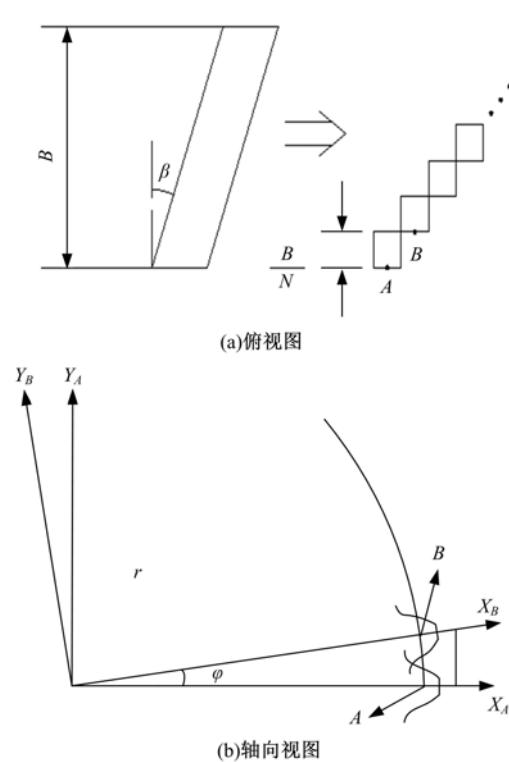


图 6 斜齿轮等效为小直齿轮的俯视图和轴向视图

Fig. 6 Equivalence of helical gears and set of narrow spur gears-vertical view and axial view

度 φ 的计算公式为：

$$\varphi = \widehat{AB}/r = B \tan \beta / (Nr) \quad (13)$$

式中： \widehat{AB} 为两个相邻小直齿轮的端面分度圆弧长； r 为端面分度圆半径。

从啮合的时间相位差来考虑，首、尾小直齿轮副的时间相位差为：

$$\Delta T = \frac{B \tan \beta}{r} \frac{Tz}{2\pi} \quad (14)$$

相邻小直齿轮副 i 和 $i+1$ 的时间相位为：

$$\Delta T_i = \frac{\Delta T}{N} = \frac{B \tan \beta}{Nr} \frac{Tz}{2\pi} \quad (15)$$

式中： T 为斜齿轮副的啮合周期，也是转过一个齿所需要的时间。

根据前面计算得到的端面直齿轮副整体啮合刚度 $K_{m直}$ 可得宽度为 B/N 的第 i 个小直齿轮副的综合时变啮合刚度为：

$$k_i(t) = \frac{1}{N} K_{m直} \left[t - \frac{i-1}{N} \frac{B \tan \beta}{r} \frac{Tz}{2\pi} \right] \quad (16)$$

对 N 取极限并求所有小直齿轮副刚度之和，得到斜齿轮副的整体啮合刚度 $K_{斜}(t)$ 为：

$$K_{斜}(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{i=0}^{N-1} k_i(t) =$$

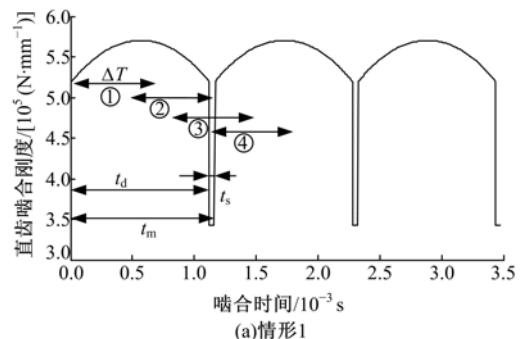
$$\lim_{N \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} K_{m直} \left(t - \frac{i \Delta T}{N} \right) \right] = \frac{1}{\Delta T} \int_{t-\Delta T}^t K_{m直}(t) dt \quad (17)$$

由于 $K_{m直}(t)$ 为分段函数，式(17)根据端面直齿轮副啮合周期 t_m 与斜齿轮首、尾小直齿轮副的啮合时间相位差 ΔT 的大小关系分为 3 种情况：

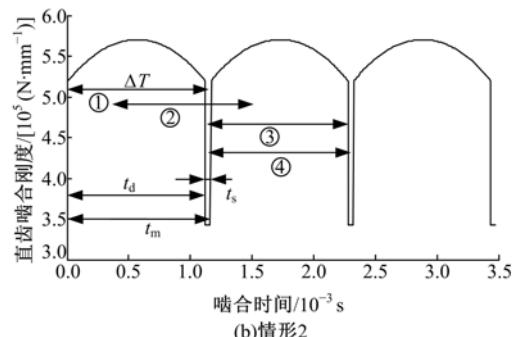
(1) $\Delta T \leq t_d$ ，随着时间的推进会出现的积分区间的组合如图 7(a)所示，包括 4 种情况：①双齿区；②双-单区；③双-单-双区；④单-双区。

(2) $t_d < \Delta T \leq t_m$ ，随着时间的推进会出现的积分区间的组合如图 7(b)所示，包括 4 种情况：①双-单区；②双-单-双区；③单-双区；④单-双-单区。

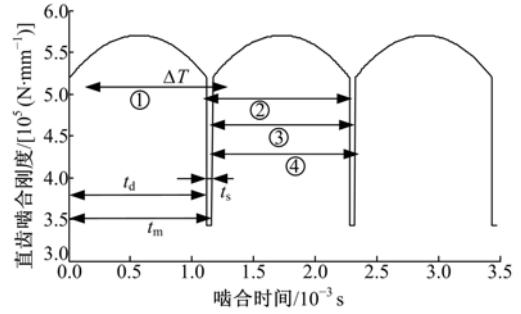
(3) $\Delta T > t_m$ ，随着时间的推进会出现的积分区间的组合如图 7(c)所示，包括 4 种情况：①双-单-双区；②双-单-双-单区；③单-双-单区；④单-



(a)情形1



(b)情形2



(c)情形3

图 7 斜齿轮副啮合刚度计算

Fig. 7 Meshing stiffness calculation of helical gear pair

双-单-双区。

1、2段小直齿轮啮合刚度可通过式(11)(12)计算得到,3~6段可通过1、2段函数平移得到。得到 $K_{\text{斜}}(t)$ 后,动态传递误差 $e_{\text{T}}(t)$ 及传递误差最大波动值 $\Delta e_{\text{T}0}$ 为:

$$e_{\text{T}}(t) = \frac{F_{\text{N}}}{K_{\text{斜}}(t)} \quad (18)$$

$$\Delta e_{\text{T}0} = \max e_{\text{T}}(t) - \min e_{\text{T}}(t) \quad (19)$$

式中: F_{N} 为整个齿轮受到的周向力。

图8(a)(b)分别为本文提出的改进石川法和MASTA软件计算的斜齿轮啮合过程中的动态传递误差,可以看出其变化趋势一致,故本文方法可行。

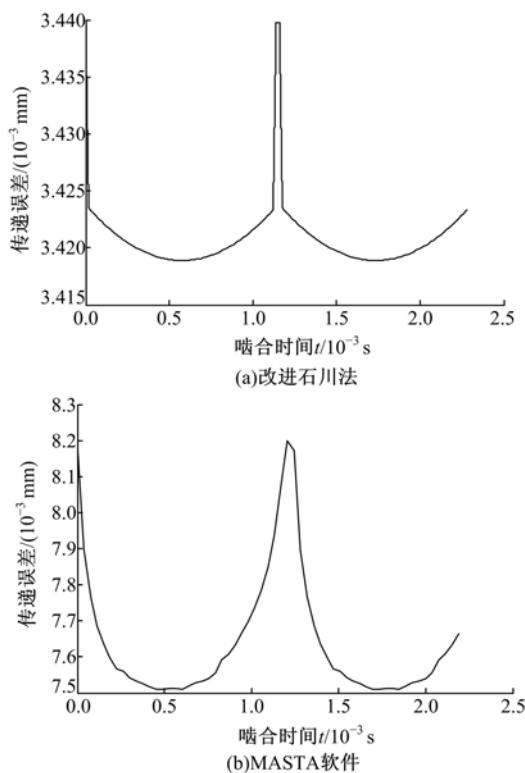


图8 斜齿轮啮合动态传递误差

Fig. 8 Dynamic transmission error of helical gear pair

2 斜齿轮宏观参数减振优化模型

2.1 优化变量和范围

从尽量保证参数间的独立性出发,本文考虑的斜齿轮主要设计结构参数及其变化范围如下:模数为3.5~5;压力角为18°~25°;螺旋角为18°~26°;齿宽为6~8.5 mm;主、从动轮齿顶高系数均为1~2;主、从动轮顶隙系数均为0.28~0.35。传动比在动力性设计中已经确定,因此从动轮齿数 $Z_2 = iZ_1$ 。

2.2 优化目标函数

本文的主要优化目标是实现变速器斜齿轮的宏观参数减振设计,由于齿轮宏观参数与设计传递误差(即齿轮啮合受载弹性变形)直接相关、设计传递误差是动态传递误差的设计分量、动态传递误差的波动量决定了个齿轮副的振动程度,因此第1个优化目标是尽量降低设计传递误差波动值;同时,在保证必要的强度和可靠性的前提下,应该尽量减少齿轮的体积和质量,因此第2个优化目标为尽量减少齿轮体积。

目标函数一:

$$f_1(X) = \Delta e_{\text{T}0} \quad (20)$$

目标函数二:

$$f_2(X) = V_{\text{总}} = \frac{\pi b}{4} \frac{m_n^2(z_1^2 + z_2^2)}{\cos^2 \beta} \quad (21)$$

采用线性权重加权法,将两个优化目标转化为一个,具体加权方式如下式表示:

$$f(X) = W_1 f_1(X) + W_2 f_2(X) \quad (22)$$

式中: $W_1 = 1/f_1^*(X)$ 为体积加权系数, $f_1^*(X)$ 为体积单目标最优值; $W_2 = 1/f_2^*(X)$ 为传递误差波动加权系数, $f_2^*(X)$ 为齿轮动态传递误差波动值单目标最优值。

2.3 约束条件

除了对优化变量的上、下限进行约束,在斜齿轮的优化中还需要考虑对齿轮的强度、主从动齿轮中心距、轴向力等的要求。

(1)名义中心距约束。受整车和变速箱结构的约束,名义中心距 s_0 是确定的,有如下非线性约束方程成立:

$$\frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos^2 \beta} = s_0 \quad (23)$$

(2)不发生根切的最小变位系数约束。为保证 $z < z_{\min}$ 时不发生根切,需限制变位系数:

$$x < x_{\min} \quad (24)$$

(3)齿顶齿厚约束。根据齿轮加工要求,齿顶圆法面弧齿厚满足如下关系:

$$s_{nt} \geqslant 0.3 m_n \quad (25)$$

(4)其他噪声指标的约束。总结研究成果和工程实践结果可知:①啮合起始点远离基圆可降低噪声,②齿轮副啮入段小于啮出段长度可降低噪声。据此确定两个噪声指标约束如下:

$$\beta_{cg} = \frac{d_b + 0.1 t_n}{d_{fa}} < 1 \quad (26)$$

$$\beta_z = \frac{2\rho_{2\max} - d_{b2} \tan \alpha_s}{2\rho_{1\max} - d_{b1} \tan \alpha_s} < 0.9 \quad (27)$$

式中: β_{eg} 为控制滑动比; β_z 为控制摩擦力突变; d_b 为基圆直径; t_n 为法向齿距; d_{fa} 为啮合起始圆直径; $\rho_{1\max}, \rho_{2\max}$ 分别为主、从动齿轮最大曲率半径; d_{b1}, d_{b2} 分别为主、从动齿轮基圆直径; α_s 为端面啮合角。

(5) 强度约束。齿轮最重要的两种失效形式是轮齿折断和齿面点蚀, 分别依靠齿根弯曲强度和齿面接触疲劳强度来约束, 根据 GB3480—1997^[16], 可得到齿面接触和齿根弯曲疲劳强度约束公式分别为:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (28)$$

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (29)$$

式中: σ_H, σ_F 分别为计算接触应力和计算齿根应力; σ_{HP}, σ_{FP} 分别为许用接触应力和许用齿根应力。

3 优化结果及验证

表 2 为采用本文优化模型优化前、后的优化变量。为验证本文提出的优化设计方法的有效性, 将原始斜齿轮参数和优化后的参数输入 MASTA 商用软件中, 对斜齿轮啮合过程中产生的传递误差及其波动值进行计算, 采用的加载载荷为最大载荷 1261.5 Nm, 结果如表 3 所示。

由表 3 可以看出, 优化后的斜齿轮在啮合过程中的传递误差波动值降低了 41%, 同时齿轮的体积降低了 1.34%, 这说明本文方法是有效的。

表 2 最优化的斜齿轮宏观参数

Table 2 Optimized parameters of helical gear pair

| 变量 | 优化前 | 优化后 |
|---------|----------|----------|
| 模数 | 3.7 | 3.738 |
| 压力角/(°) | 20 | 20 |
| 螺旋角/(°) | 24 | 24.15 |
| 主动轮变位系数 | -0.05868 | -0.05868 |
| 齿宽/mm | 29 | 28.733 |
| 主动轮顶高系数 | 1.4 | 1.4522 |
| 从动轮顶高系数 | 0.3 | 0.2835 |
| 主动轮顶隙系数 | 1.4 | 1.5290 |
| 从动轮顶隙系数 | 0.3 | 0.2870 |

表 3 优化前、后齿轮性能对比

Table 3 Performance comparison before and after optimization

| 性能指标 | max ϵ_T /μm | $\Delta\epsilon_T$ /μm | 齿轮体积/dm ³ |
|----------|----------------------|------------------------|----------------------|
| 优化前 | 60.3908 | 5.2946 | 1.7 |
| 优化后 | 57.2715 | 3.1279 | 1.6772 |
| 优化前后变化/% | — | -41 | -1.34 |

4 结 论

(1) 提出了一种斜齿轮啮合动态传递误差的计算方法, 经验证该方法能够反映传递误差的变化趋势。建立了斜齿轮宏观参数与其啮合过程中的动态传递误差的关系, 为斜齿轮动态传递误差的快速计算提供参考, 也为宏观参数的减振优化设计奠定了基础。

(2) 基于斜齿轮动态传递误差计算方法, 提出了变速器斜齿轮宏观参数的减振优化设计模型, 从而达到在变速器齿轮副宏观参数设计阶段就尽量降低冲击振动和可能带来的噪声的目的。优化实例结果表明, 采用本文方法对宏观参数进行优化能够使传递误差波动值降低 41%, 同时使体积降低 1.34%。

参 考 文 献:

- [1] 李宏坤, 郭骋, 房世利, 等. 齿轮箱减振降噪优化设计方法研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(17): 150-154.
Li Hong-kun, Guo Cheng, Fang Shi-li, et al. Optimization design method for gearbox's vibration and noise reduction[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(17): 150-154.
- [2] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学——振动冲击噪声[M]. 北京: 科学出版社, 1997: 383-392.
- [3] 蒋进科, 方宗德, 苏进展. 宽斜齿轮多目标修形优化设计[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(8): 91-97.
Jiang Jin-ke, Fang Zong-de, Su Jin-zhan. Multi-objective optimal and modified design for wide helical gear[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(8): 91-97.
- [4] 袁哲, 孙志礼, 王丹, 等. 基于遗传算法的直齿圆柱齿轮修形优化减振[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2010, 31(6): 873-876.
Yuan Zhe, Sun Zhi-li, Wang Dan, et al. GA-based optimum profile modification of spur gears for vibration damping[J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2010, 31(6): 873-876.
- [5] 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.

- [6] 赵宁,杨杰. 高重合度圆柱齿轮传动多目标优化设计[J]. 机械传动,2012,36(7):43-46.
Zhao Ning, Yang Jie. Multi-objective optimization design of high contact ratio cylindrical gear drive [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012, 36 (7):43-46.
- [7] 蒋春明,阮米庆. 汽车机械式变速器多目标可靠性优化设计[J]. 汽车工程,2007,29(12):1090-1093.
Jiang Chun-ming, Ruan Mi-qing. Multi-objective reliability optimal design of automotive mechanical transmission[J]. Automotive Engineering, 2007, 29 (12):1090-1093.
- [8] Singh R. Dynamic transmission error prediction of helical gear pair under sliding friction using Floquet theory[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130 (5):680-682.
- [9] 常乐浩. 平行轴齿轮传动系统动力学通用建模方法与动态激励影响规律研究[D]. 西安:西北工业大学机电学院,2014.
Chang Le-hao. A generalized dynamic model for parallel shaft gear transmission and the influences of dynamic excitations[D]. Xi'an: School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, 2014.
- [10] 李瑰贤,于广滨,温建民,等. 求解齿轮系统非线性动力学微分方程的多尺度方法[J]. 吉林大学学报:工学版,2008,38(1):75-79.
Li Gui-xian, Yu Guang-bin, Wen Jian-min, et al. Method of multiple scales in solving nonlinear dynamic differential equations of gear systems [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2008, 38(1):75-79.
- [11] 李亚鹏,孙伟,魏静,等. 齿轮时变啮合刚度改进计算方法[J]. 机械传动,2010,34(5):22-26.
Li Ya-peng, Sun Wei, Wei Jing, et al. Study on the improved algorithm of the time-varying meshing stiffness of gear[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2010, 34(5):22-26.
- [12] Wei J, Gao P, Hu X, et al. Effects of dynamic transmission errors and vibration stability in helical gears[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(6):2253-2262.
- [13] Kang J S, Choi Y S. Optimization of helix angle for helical gear system[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22(12):2393-2402.
- [14] 刘志峰,张志民,张敬莹,等. 基于多项式的等高齿锥齿轮时变啮合刚度建模[J]. 吉林大学学报:工学版,2013,43(4):939-944.
Liu Zhi-feng, Zhang Zhi-min, Zhang Jing-ying, et al. Modelling of high-spiral bevel gear mesh stiffness based on polynomial[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2013, 43(4):939-944.
- [15] 符升平,项昌乐,姚寿文,等. 基于刚柔耦合动力学的齿轮传动系统动态特性[J]. 吉林大学学报:工学版,2011,41(2):382-386.
Fu Sheng-ping, Xiang Chang-le, Yao Shou-wen, et al. Dynamic characteristic of gear transmission system based on rigid and flexible coupled dynamics [J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2011, 41(2):382-386.
- [16] GB/T3480—1997. 渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法[S].