

【工程与技术】

渐开线圆柱斜齿轮啮入冲击分析

张 涛,董 凤,王思满,冯端端,陈修魁

(信阳学院 理工学院,河南 信阳 464000)

摘 要:针对渐开线圆柱斜齿轮副啮合过程中存在的啮入冲击问题,综合考虑受载变形及受载特征等因素,建立渐开线圆柱斜齿轮副啮入冲击理论模型,确定线外啮入点位置及接触线长度,推导渐开线圆柱斜齿轮副啮入冲击解析公式;基于 ANSYS/LS-DYNA 动力学软件,建立齿轮副动力接触有限元模型,对渐开线圆柱斜齿轮副啮入冲击过程进行有限元分析。研究结果表明,渐开线圆柱斜齿轮副啮入冲击解析公式能有效计算啮入冲击力,通过渐开线圆柱斜齿轮副动力接触有限元模型对冲击过程进行数值仿真,验证了解析数学模型的有效性。

关键词:渐开线圆柱斜齿轮;啮入冲击;理论模型;动力接触;有限元分析

中图分类号: TH 132.413 **文献标识码:** A DOI:10.13486/j.issn.2097-4973.2025.02.009

在齿轮副实际啮合过程中,轮齿受载变形使啮合齿对法节不相等,轮齿在啮入点偏离理论啮合线,导致转速发生突变,产生法向冲击速度,引起啮入冲击^[1]。啮入冲击会加速齿轮失效,影响齿轮系统动态特性^[2]。因此,研究人员对齿轮副啮入冲击开展了大量研究工作。刘永平等^[3]建立了变齿厚齿轮全齿啮合接触冲击模型,对渐开线变齿厚直齿轮啮合冲击问题进行了分析。何泽银等^[4]建立计入冲击激励的盾构机行星轮动力学模型,阐明系统内各冲击激励力对动态啮合力的影响规律。杨文举^[5]建立考虑啮合冲击的直齿轮副非线性动力学模型,研究啮合频率、载荷、齿隙、传递误差与阻尼对系统非线性动力学特性的影响。目前对斜齿轮副啮入冲击的研究常将其简化为直齿轮副,利用直齿轮副啮合冲击解析公式计算斜齿轮副线外啮合冲击力^[6-8]。由于斜齿轮的啮合受力不同于直齿轮,赖育彬^[9]基于圆柱直齿轮副啮合冲击力公式计算了斜齿轮副端面啮入冲击力,并根据斜齿轮法面与端面的几何关系,得到斜齿轮副的最大法向啮入冲击力。由于斜齿轮副的啮合受载特征不同于直齿轮副,其啮合冲击数学模型亦有别于直齿轮副,故采用直齿轮副啮合冲击解析公式求解斜齿轮副线外啮合冲击力,其结果不准确。因此,针对渐开线圆柱斜齿轮副啮合过程中存在啮入冲击问题,建立渐开线圆柱斜齿轮副啮入冲击理论模型和齿轮副动力接触有限元模型,对渐开线圆柱斜齿轮副啮入冲击过程进行数值仿真。

1 渐开线圆柱斜齿轮副啮入冲击数学模型

1.1 啮入冲击点位置

前一对轮齿在啮合过程中的受载变形,导致从动轮的齿廓曲线 B_2D 移动至 CE ,引起后一对轮齿提前进入啮合并发生在 C 点发生啮入冲击(图 1)。由图 1 可知, N_1N_2 为理论啮合线; r_{a1} 、 r_{b1} 、 r_{a2} 、 r_{b2} 分别为主、从动

收稿日期:2024-11-16

基金项目:信阳学院校级科研项目(2023-XJLYB-013)

第一作者简介:张 涛(1994—),男,河南信阳人,讲师,硕士,主要从事振动噪声控制研究。

E-mail:zt20211214@126.com

齿轮的齿顶圆半径和基圆半径; α_{a1} 、 α_{a2} 分别为主、从动齿轮齿顶圆压力角; α_0 为齿轮副压力角; θ_1 、 θ_2 分别为主、从动齿轮的反转角;且 $\theta_1/\theta_2 = i$, i 为传动比; ω_1 、 ω_2 分别为主、从动齿轮的角速度; $N'_1N'_2$ 为发生啮入冲击时的瞬时啮合线; r'_{b2} 为从动轮的瞬时基圆半径。由图 1 得 $\alpha_{B1} = \arctan [(a \sin \alpha_0 - r_{b2} \tan \alpha_{a2})/r_{b1}]$, $\gamma_1 = \alpha_0 - \alpha_{B1}$, $\gamma_2 = \alpha_{a2} - \alpha_0$, $\alpha_{C1} = \arccos (r_{b1}/r_{C1})$, $\text{inv } \alpha_{B1} = \tan \alpha_{B1} - \alpha_{B1}$, $\text{inv } \alpha_{C1} = \tan \alpha_{C1} - \alpha_{C1}$, $\epsilon = \text{inv } \alpha_{C1} - \text{inv } \alpha_{B1}$, $\theta_1 = \arccos [(r_{C1}^2 + a^2 - r_{a2}^2)/2ar_{C1}] - \epsilon - \gamma_1$, $\theta_2 = [\arccos [(r_{C1}^2 + a^2 - r_{a2}^2)/2ar_{C1}] - \epsilon - \gamma_1]/i$, 式中: a 为中心距, α_{B1} 为理论啮入点 B 的压力角, α_{C1} 为实际啮入点的压力角, ϵ 为主动轮齿面上 B_1 、 C 点的展角差。由以上各式可得到以主动轮端面冲击半径 r_{C1} 为自变量的几何间隙角 $\varphi = \arccos [(r_{a2}^2 + a^2 - r_{C1}^2)/2ar_{a2}] - \theta_2 - \gamma_2$ 。

轮齿的受载变形角 $\varphi' = DE/r_{b2}$, 精确求出使得受载变形角与几何间隙角相等的值, 得到冲击发生时刻的冲击半径, 即得到线外啮入点的位置。

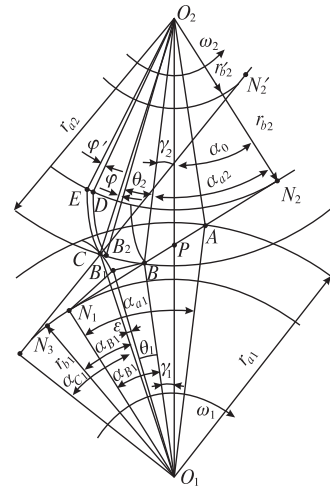


图 1 齿轮端面啮入冲击几何关系

1.2 啮入冲击接触线

图 2 为渐开线圆柱斜齿轮副动态啮合线和动态接触线示意图。由图 2 可计算渐开线圆柱斜齿轮发生啮入冲击时齿面接触线长度。图 2 中 O_1C 为渐开线圆柱斜齿轮的端面冲击半径, C' 为以 O_1C 为半径的圆弧与啮合线的交点, 即啮合冲击作用点在齿廓上的位置, 由 BC' 的长度得到冲击接触线 L_3 的长度。由图 2 可知, $O_1C' = O_1C$, $N_1B = r_{b1} \tan \alpha_{B1}$, $N_1C' = \sqrt{(O_1C')^2 - r_{b1}^2}$, $BC' = N_1C' - N_1B$, $N_1A = r_{a1} \sin \alpha_{a1}$, $AB = N_1A - N_1B$ 。

齿对 3 的冲击接触线在齿宽方向上的投影 $l = L_3 \cos \beta_b$ 。当发生啮入冲击时, 齿对 1、2 的实际接触线位置相对于理论接触线位置反转 θ_2 , 此时齿对 2 在端面的啮合位置由 F 移动到 G 点(图 3)。由图 3 可知, 齿对 2 的实际接触线长度: $L'_2 = L_2 - \theta_2 r_{b2} / \sin \beta_b$ 。同理, 齿对 1 的实际接触线长度 $L'_1 = L_1 + \theta_2 r_{b2} / \sin \beta_b$ 。

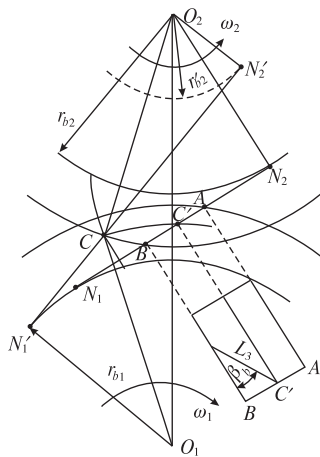


图 2 动态啮合线和动态接触线示意图

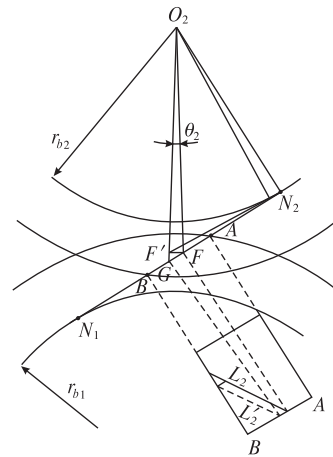


图 3 齿对 2 的实际接触线位置

1.3 啮入冲击力

由于螺旋角的存在, 渐开线圆柱斜齿轮啮入冲击与圆柱直齿轮不同。若将渐开线圆柱斜齿轮分成一些厚度为 y 的独立薄片, 渐开线圆柱斜齿轮可以看作是一系列没有弹性联轴器的交错圆柱直齿轮, 计算每片圆柱直齿轮的啮入冲击力, 后沿齿面宽度的进行积分, 得到整个渐开线圆柱斜齿轮的啮入冲击力。对冲击接触线在齿宽上的投影进行切分, 如图 4 所示。由图 4 可知切片厚度 $y = l/N$ 。式中: N 为切片分数, y 为切片厚度即每片直齿轮的宽度, C'_i 为任意一片圆柱直齿轮的啮合点在啮合线上的投影。 $BC'_i =$

$BC' - (i-1)y \tan \beta_b, i=1, \dots, N$ 。每片直齿轮的冲击半径 $r_{Ci} = \sqrt{(N_1 B + BC_i)^2 + r_{b1}^2}$ 。由于轮齿受载变形, 两啮合轮齿在实际啮入点处沿齿廓公法线方向产生相对速度差即线外啮合冲击速度 v_s , 如图 5 所示。

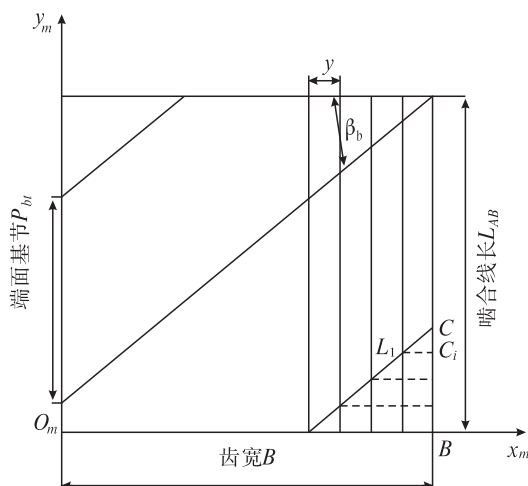


图 4 冲击接触线在齿宽投影的切分示意图

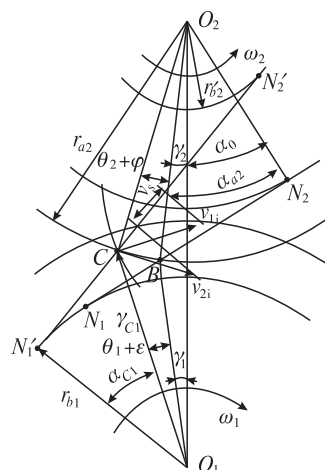


图 5 线外啮入冲击速度

每片圆柱直齿轮副主、从动轮齿在啮入冲击作用点的瞬时圆周线速度分别为 v_{1i} 、 v_{2i} , 将其沿瞬时啮合线及其垂线方向进行分解, 得到两齿轮在瞬时啮合线上的分量分别为 v_{n1i} 、 v_{n2i} 。每片直齿轮的线外啮入冲击速度 $v_s = v_{n1i} - v_{n2i}$ 。齿轮的线外啮合产生啮入冲击速度, 轮齿的弹性变形以及齿轮本身的质量与惯性导致齿轮在线外啮入点 C 处产生啮入冲击力, 冲击力大小和变化规律与啮入冲击半径、冲击速度以及载荷等有密切关系。由线外啮合动力学模型^[11]求得每片圆柱直齿轮副最大冲击力

$$F_s = v_s \sqrt{\frac{y J_{1i} J_{2i}}{(J_{1i} r_{b2i}^2 + J_{2i} r_{b1}^2) q_s}}$$

渐开线圆柱斜齿轮副的最大啮入冲击力 $F_{sm} = \int_0^t F_s dy$ 。取冲击作用时间 $t_s = \delta T$ 。式中: T 表示理想齿轮理论上的换齿时刻, δ 为冲击时间所占百分比。设啮入冲击力为半波正弦函数

$$F_s(t) = F_{sm} \sin(\pi t / t_s) = F_{sm} \sin \omega_s t \quad (1)$$

式中: $t \in [0, t_s]$, $\omega_s = \pi / t_s$ 为冲击角速度。由式(1)可求得齿对 3 的啮入冲击力, 将渐开线圆柱斜齿轮啮入冲击力简化为沿冲击接触线长度方向均匀分布, 可得到齿对 1 和齿对 2 的啮入冲击力, 则渐开线圆柱斜齿轮副啮入冲击力即为 3 对轮齿冲击力之和。

2 渐开线圆柱斜齿轮副啮入冲击验证分析

2.1 动力接触有限元模型建立

以跨座式单轨齿轮箱 DGK300B 斜齿轮副为例, 齿轮参数如表 1 所示。

表 1 齿轮副的几何参数

项目	主动齿轮	从动齿轮	项目	主动齿轮	从动齿轮
模数/mm	8	8	法向压力角/(°)	20	20
齿数	19	49	螺旋角/(°)	25	25
旋向	右	左	齿宽/mm	80	75

利用 ANSYS/LS-DYNA 软件建立了如图 6 所示的渐开线圆柱斜齿轮副动力接触有限元分析模型。输入转速 1 130 r/min, 负载扭矩 3 kN·m。

2.2 动力接触有限元分析

渐开线圆柱斜齿轮副在啮合过程中最大应力位于齿对3的齿顶处(图7)。



图6 齿轮副动力接触模型

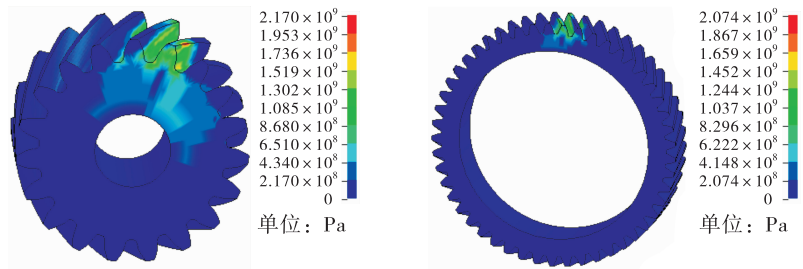


图7 齿轮的动态应力云图

通过 ANSYS/LS-DYNA 软件计算主、从动轮啮合冲击的相对转速,假设主动轮匀速转动,根据传动比可得到主动轮冲击从动轮的初速度。考虑到突加转速和转矩会引起计算不稳定,加载过程假设在 2 ms 内完成。图 8 为渐开线圆柱斜齿圆柱齿轮在输入转速 1 130 r/min 时从动轮理论转速和实际转速曲线。由图 8 可知,从动轮相对转速的最大波动值为 4.96 rad/s,则主动轮冲击从动轮的速度为 12.78 rad/s。在主动轮上施加初速度 12.78 rad/s,从动轮施加转矩固定,可得啮入冲击力曲线。

由于本文建立的啮合冲击理论模型为刚性体,动力接触有限元模型为柔性体,因此,得到的理论值大于仿真值。由图 9 可知,仿真的最大啮入冲击力为 8 515.57 N,解析的最大啮入冲击力为 10 189.86 N,误差为 16.43%,进而验证了解析数学模型的有效性^[12-13]。

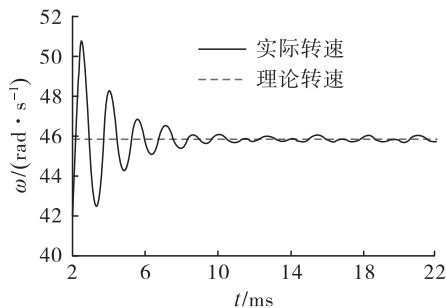


图8 齿轮副从动轮转速曲线

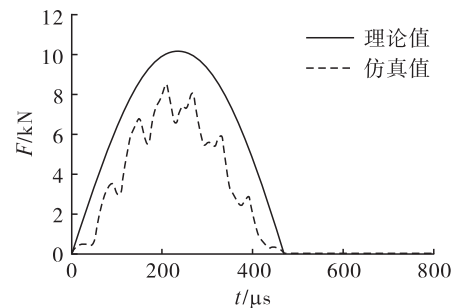


图9 齿轮副总啮入冲击力

3 结论

考虑轮齿卸载变形及卸载特征等因素,建立渐开线圆柱斜齿轮副啮入冲击数学模型,确定线外啮入点位置及冲击接触线长度,推导得到渐开线圆柱斜齿轮副线外啮入冲击力解析公式。基于 ANSYS/LS-DYNA 动力学软件,建立渐开线圆柱斜齿轮副动力接触有限元模型,对渐开线圆柱斜齿轮副啮入冲击过程进行数值仿真。仿真的最大啮入冲击力为 8 515.57 N,解析的最大啮入冲击力为 10 189.86 N,误差为 16.43%,验证了解析数学模型的有效性。

参考文献:

- [1] 王承登,何泽银,杨震,等. 卸载齿轮副啮入冲击激励计算方法[J]. 航空动力学报,2024(5):239-248.
- [2] XIANG D, SHEN Y, WEI Y. A contact force model considering meshing and collision states for dynamic analysis in helical gear system[J]. Chinese journal of mechanical engineering, 2019, 32(1): 1-12.
- [3] 刘永平,任忠涛,董长斌,等. 渐开线变齿厚齿轮啮合冲击分析[J]. 兰州理工大学学报,2024,50(4): 29-35.

- [4] 何泽银,伍宏健,杨震,等.盾构机行星齿轮啮合冲击激励及系统动态特性研究[J].工程科学与技术,2024,39(5):1-15.
- [5] 杨文举.考虑啮合冲击的直齿轮副多状态啮合动态特性研究[D].天津:天津工业大学,2023.
- [6] 贾海涛,王峰,方宗德.圆柱斜齿轮齿面接触动应力计算与分析研究[J].振动与冲击,2014,33(22):168-171.
- [7] 蒋进科,方宗德,王峰.降低斜齿轮噪声的对角修形优化设计[J].振动与冲击,2014,33(7):63-67.
- [8] WANG F,FANG Z D,LI S J. Nonlinear dynamic analysis of helical gear considering meshing impact [J]. Applied mechanics and materials,2012,201/202:135-138.
- [9] 赖育彬.斜齿轮系统非线性激励建模与动力学特性研究[D].重庆:重庆大学,2017.
- [10] 张发民,刘辉.直齿圆柱齿轮传动的啮合冲击分析与计算[J].机械科学与技术,2012(5):718-722.
- [11] 周长江,唐进元,钟志华.齿轮传动的线外啮合与冲击摩擦[J].机械工程学报,2008(3):75-81.
- [12] NICOLA M M,FRANCO C. CFD simulations of gearboxes:implementation of a mesh clustering algorithm for efficient simulations of complex system's architectures[J]. International journal of mechanical and materials engineering,2021,16(1):1-19.
- [13] YANG S,JI Y,MO Y,et al. Effects of prestressing of the ring gear in interference fit on flexural fatigue strength of tooth root[J]. Chinese journal of mechanical engineering,2019,32(1):1-9.

Analysis of meshing impact of involute cylindrical helical gear

ZHANG Tao, DONG Feng, WANG Siman, FENG Duanduan, CHEN Xiukui

(School of Science and Technology, Xinyang University, Xinyang 464000, China)

Abstract: In response to the meshing impact problem of involute cylindrical helical gear pairs during the meshing process, a theoretical model of meshing impact of involute cylindrical helical gear pairs is established by comprehensively considering factors such as load deformation and load characteristics. The position of the meshing point outside the line and the length of the contact line are determined, and the analytical formula for meshing impact of involute cylindrical helical gear pairs is derived; Based on ANSYS/LS-DYNA dynamic software, a finite element model of gear pair dynamic contact is established to conduct finite element analysis on the meshing impact process of involute cylindrical helical gear pair. The research results indicate that the analytical formula for the meshing impact of involute cylindrical helical gear pairs can effectively calculate the meshing impact force. The numerical simulation of the impact process through the dynamic contact finite element model of involute cylindrical helical gear pairs verifies the effectiveness of the analytical mathematical model.

Keywords: involute cylindrical helical gear; meshing impact; theoretical model; dynamic contact; finite element analysis

(责任编辑:王新亮)

引用格式 张涛,董凤,王思满,等.渐开线圆柱斜齿轮啮入冲击分析[J].山东航空学院学报,2025,42(2):68-72.

ZHANG T,DONG F,WANG S M,et al. Analysis of meshing impact of involute cylindrical helical gear[J]. Journal of Shandong University of Aeronautics,2025,42(2):68-72.