DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2013.12.010

渐开线直齿轮修形的有限元分析与研究*

周志峰,刘 伟*,王 婧
(北京交通大学 机械与电子控制工程学院, 北京 100044)

摘要:针对不同修形曲线对齿轮修形产生不同效果的问题,首先推导出了渐开线参数方程和修形曲线的齿廓参数方程,然后应用Pro/E建立了标准渐开线直齿轮与修形齿轮的三维模型,最后利用ANSYS Workbench的瞬态动力学模块对其进行了有限元分析;通过仿真得出了渐开线直齿轮和修形齿轮在啮合过程中的齿面接触应力的变化曲线。研究结果表明,在齿轮传动时的单双齿啮合交替时及啮入/啮出时,Walker修形曲线较直线修形曲线具有更好的修形效果,但同时两种修形曲线都导致了齿轮重合度的降低,增加了单齿啮合区,为修形齿轮的设计提供了数值实验依据。

关键词:齿轮修形;啮合冲击;有限元分析
中图分类号:TH132.4;TH122 **文献标志码**:A **文章编号**:1001-4551(2013)12-1490-04

Finite element analysis and research on involute spur gear modification

ZHOU ZHI-feng, LIU Wei, WANG Jing
(School of Mechatronics, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044, China)

Abstract: In order to solve the problems of different modification curves leads to different gear modification effects, parametric equations of involute and tooth profile modification curve were derived. Then three-dimensional models of standard involute spur gear and profile modifying gear were built using Pro/E. Finally, finite element analysis of the models was carried out by using transient dynamic module of ANSYS Workbench. The tooth face contact stress curve of involute spur gear and modification gear in meshing process was obtained through simulation. The results indicate that Walker modification curve has better effects than linear modification curve during the period of alternating single and double teeth meshing and teeth coming into or out of contact in gear transmission process. However, both of the two curves lead to the reduction of gear coincidence degree and the growing of single-tooth mesh region, which provides a numerical experimental basis for the designing of modification gear.

Key words: gear modification; meshing impact; finite element analysis(FEM)

0 引 言

由于受制造精度、安装误差、齿轮弹性变形及热变形等因素的综合影响,在实际齿轮传动时啮合过程中就会偏离平稳啮合线,从而会产生偏载、振动和冲击,导致齿轮早期失效的概率增大。

近年来,杨生、王统[1]用接触有限元法分析了直齿轮轮齿的受载变形;Barlam.D等[2]采用整轮接触仿真模型对齿轮变形进行了研究;詹东安等[3]分析了齿廓修形的长修形和短修形的区别及应用场合;欧阳建国[4]做实例实验证明了齿廓修形可以显著降低啮合点温度;屈文涛等[5]基于有限元软件ANSYS/LS-DYNA计算了齿面接触应力的变化情况;孙建国等[6]利用

收稿日期:2013-08-12
基金项目:国家自然科学基金资助项目(51175033)
作者简介:周志峰(1985-),男,江苏南通人,主要从事机械设计及仿真方面的研究. E-mail: 09121853@bjtu.edu.cn
通信联系人:刘 伟,男,副教授,硕士生导师. E-mail: liuw@bjtu.edu.cn

ANSYS/LS-DYNA的显式动力学计算方法比较了齿轮修形前后的接触力情况;汤鱼等[7]基于有限元比较了不同修形量对修形后齿面接触力分布的影响。上述文献虽然运用有限元研究了修形量、修形长度等因素对修形齿轮的影响,但都没有考虑到不同修形曲线对修形的影响。

本研究通过应用Pro/E进行精确的齿面曲面造型,建立渐开线直齿轮和修形齿轮的三维模型[8];运用ANSYS Workbench的瞬态动力学模块,准确地求解出齿轮修形前后的齿面接触应力数据,比较不同修形曲线对修形效果的影响,并找到修形的量化规律,为齿轮的修形研究提供强有力的依据。

1　齿廓修形原理

齿轮传动时,单齿对啮合和双齿对啮合交替进行。由于弹性变形等因素影响,在主动轮进入啮入位置时,其齿根与从动轮齿顶发生干涉。同样,啮出时主动轮的齿顶也会和从动轮齿根发生干涉。这种干涉对齿轮传动是不利的,需要进行齿廓修形,即通过切除齿轮啮合时产生的干涉部分,使齿轮的实际传动的平稳性得到改善。

齿廓修形的三要素为:①修形量;②修形长度;③修形曲线[9-10]。

1.1　最大修形量

确定齿轮修形量是重要问题,若修形量取得过小,起不到应有的作用;相反,修形量取得过大,会使重合度减小,过大的修形产生啮合间隙,反而不利于减小啮合冲击。通常采取以下3种方式来确定最大修形量:

(1) 依据制造精度等级;

(2) 计算干涉量;

(3) 经验公式法。

1.2　修形长度

计算修形长度即确定修形曲线的起始点。齿廓修形长度分为长修形和短修形:

(1) 长修形从啮合起点或终点修到单齿啮合起点或终点;

(2) 短修形由啮合起点或终点到长修形的1/2处。

1.3　修形曲线

目前,使用较为广泛的修形曲线公式为:

$$\Delta=\Delta_{\max}\left(\frac{t}{L}\right)^{\beta} \tag{1}$$

式中:L—单双齿啮合区分界点到啮入点/啮出点的距离;t—双齿啮合区内任意位置到啮入点/啮出点的距离;$\Delta_{\max}$—最大修形量;β—取值,一般在1~2之间。

2　齿轮模型的建立

为了实现本研究的目标,需要首先选取和确定的齿轮副主要参数为:

模数 m=3 mm;

齿数 z_1=20, z_2=25;

齿宽 b=20 mm;

材料:40Cr,弹性模量 E=210 GPa,泊松比 ν=0.3,质量密度 ρ=7 800 kg/m^3,摩擦因数 μ=0.1;

工况为:转速0.5 rad/s、转矩120 N·m。

2.1　三维模型建立

齿轮受载的啮合过程主要是微观的弹性变形为主,对微观尺度的变形研究需要构建准确的几何模型,而现有三维建模软件没有直接建立精确渐开线曲面的功能,研究者需要运用渐开线参数方程来生成精确的渐开线齿面。

本研究设齿廓渐开线坐标系原点在齿轮圆心处,设基圆半径为 r_b,齿轮渐开线在直角坐标系下的参数方程为:

$$\begin{cases}x=r_b(\cos\varphi+\varphi\sin\varphi)\\ y=r_b(\sin\varphi-\varphi\cos\varphi)\end{cases} \tag{2}$$

要建立修形齿轮的模型,则必须建立修形曲线的齿廓参数方程。本研究主要研究直线修形曲线和Walker修形曲线对于齿轮修形的不同影响。其齿廓参数方程为:

$$\begin{cases}x'=r_b(\cos\varphi+\varphi\sin\varphi)-\dfrac{\Delta_{\max}}{\sin\varphi}\left(1-\dfrac{r_b\varphi_{\max}}{L}+\dfrac{r_b\varphi}{L}\right)^{\beta}\\ y'=r_b(\sin\varphi-\varphi\cos\varphi)+\dfrac{\Delta_{\max}}{\cos\varphi}\left(1-\dfrac{r_b\varphi_{\max}}{L}+\dfrac{r_b\varphi}{L}\right)^{\beta}\end{cases} \tag{3}$$

其中:β=1时为直线修形曲线,β=1.5时为Walker修形曲线。

由于齿根过度曲线原本比较复杂,不仅与齿轮工作的参数有关,而且还与刀具齿顶形状等一系列参数有关,本研究进行了简化处理,用倒角半径 r=0.38× m 来替代。

在确定了渐开线参数方程、齿根过度曲线和修形曲线的齿廓参数方程之后,便可以在Pro/E中对直齿轮和修形齿轮进行参数化建模[11]。

2.2　齿轮有限元模型网格划分

本研究利用Pro/E与ANSYS Workbench之间的无缝连接,将三维模型导入ANSYS Workbench中,之后对模型进行有限元分析,网格划分是关键的步骤

之一,网格划分的好坏直接影响到分析结果的准确性。

由于齿轮啮合的动力学仿真对网格的要求较高,本研究先对齿轮模型进行整体的扫掠划分,再用Edge size命令对齿面进行细化。齿轮模型的网格划分,共计78 719个节点,23 740个单元。

2.3 建立接触对

齿轮啮合的动力学仿真主要是接触区域分析,则研究者需要确定齿轮啮合过程中哪些区域可能发生真实的接触。本研究利用ANSYS Workbench中接触模块将小齿轮的齿面和大齿轮的齿面设置为接触对,其中,小齿轮齿面设为接触面,大齿轮齿面设为目标面。

在Workbench中默认的算法是Pure Penalty,但是其不能计算带有摩擦接触的问题,故在本研究的齿轮接触分析中应该使用Augmented Lagrange算法,这是因为Augmented Lagrange算法增加了额外的控制自动减少渗透功能。*FKN*(法向刚度)值应该足够大以便不会引起过大的穿透,但又不应该大到导致病态条件。对于一般齿轮接触分析,通常定义*FKN*=1.0来计算[12]。

2.4 定义模型边界条件

在ANSYS Workbench中,研究者可以直接在齿轮添加约束和加载载荷。本研究中对大小齿轮施加转动关节约束,即约束大小齿轮内缘的径向位移和轴向位移。其中,小齿轮为主动齿轮,对其施加转速;大齿轮为被动齿轮,对其施加转矩。

3 齿轮动力学仿真

3.1 设置时步和后处理

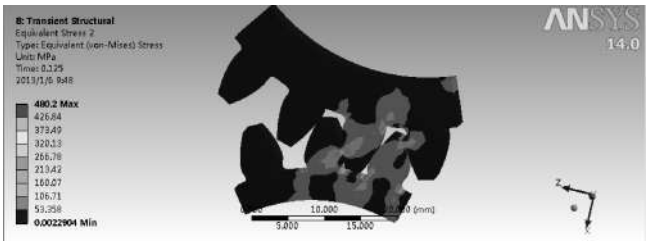
在ANSYS Workbench中齿轮动力接触仿真分析的计算量比较大,故仿真不需要考虑齿轮转动一周的过程。本研究假设齿轮在1 s内转动结束,采用子步数为单位设定,初始步数设为50,在仿真结果的后处理中插入Equivalent(von-Mises)stress(等效应力),以便于观察齿轮接触面的应力变化过程。

3.2 标准渐开线齿轮的接触仿真

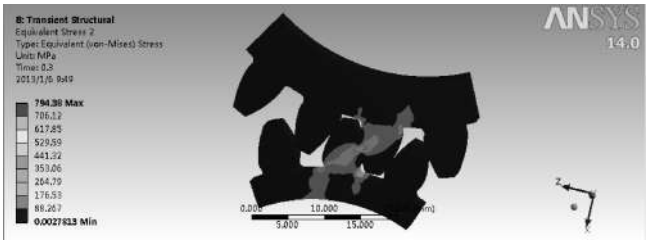
在齿轮啮合的动力学仿真时,突加的转速和转矩会使接触计算过程不稳定,所以本研究不采集0.04 s前的数据。

齿轮啮合过程中0.125 s、0.3 s、0.55 s 3个时间段齿轮的等效应力图如图1(a~c)所示,其反映了齿轮从双齿啮合到单齿啮合再到双齿啮合的过程。

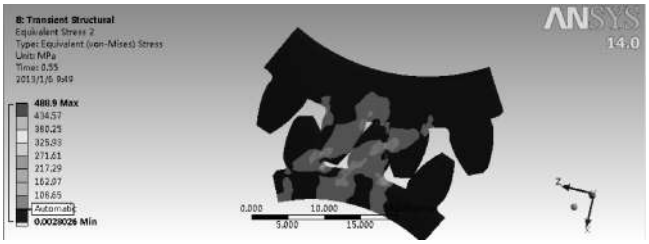
小齿轮单个齿面的接触应力如图2所示。



(a) 0.125 s时的等效应力图



(b) 0.3 s时的等效应力图



(c) 0.55 s时的等效应力图

图1 齿轮对动态啮合时的等效应力图

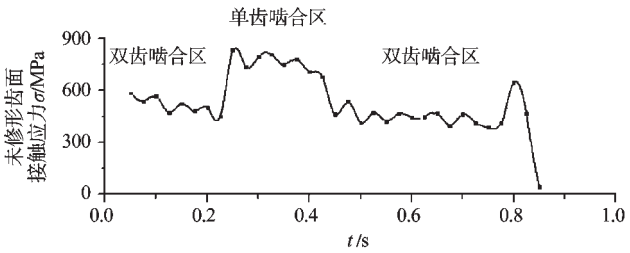


图2 标准渐开线齿轮齿面的接触应力变化

从图2中可以看出:齿轮的接触是弹性接触,由于受载会发生变形,齿面产生了弹性变形,导致了齿轮在单双齿啮合交替时的应力突变和齿轮啮出时的应力突变现象。

3.3 修形齿轮的接触仿真结果

为了降低渐开线齿轮的啮入和啮出的冲击影响,本研究主要采用齿廓修形的方式解决。齿廓修形就是有目的地从轮齿齿廓上切去由于弹性变形带来的干涉部分,同时也是为了减少轮齿在啮合交替过程中的载荷波动,使轮齿在整个传动过程中最大限度的保持共轭啮合状态,从而实现啮合过程的平稳进行。

本研究参照齿轮手册[13],采用了直线修形曲线和Walker修形曲线,对大、小齿轮各修形0.014 mm,修形长度为长修形。

齿轮修形前、后的接触应力变化如图3所示。

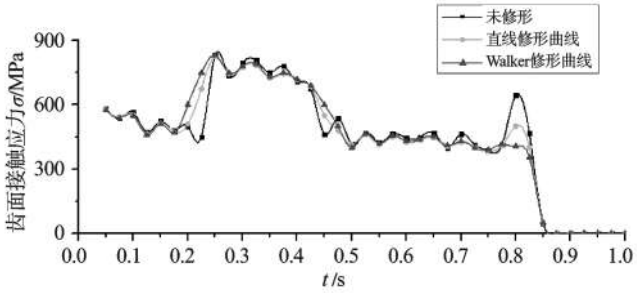


图3　齿面修形前、后的接触应力变化

由图3可以得出:

(1) 在0.2 s~0.25 s之间以及0.425 s~0.475 s之间(即齿轮单双齿啮合交替时),未修形的齿轮发生了应力突变现象,而Walker修形曲线较直线修形曲线能够更好地使接触应力变化趋于平稳。

(2) 在0.775 s~0.825 s之间(即齿轮啮出时),未修形齿轮在啮出时发生了接触应力突变现象,而在采取了同样的修形量的情况下,从图3中可以看出Walker修形曲线完全消除了接触应力突变现象,而直线修形曲线只是降低了一半的接触应力突变量,却不能完全消除齿轮的接触应力突变现象。

从齿轮的整个啮合过程来看,Walker修形曲线在单双齿啮合交替时和齿轮啮出时都较直线修形曲线有更好的修形效果,能够有效地改善齿轮啮合过程中的应力突变现象,降低啮合过程的振动。

但是,两种修形曲线都存在"齿轮重合度降低"、"单齿啮合区增加"的不足。

4　结束语

本研究通过对标准渐开线直齿轮和修形齿轮啮合的动力学仿真,得到了齿轮啮合过程中接触应力的变化规律。研究结果表明,齿轮修形可以减缓齿轮啮入/啮出的冲击现象,使齿轮的整个啮合过程变得更加平稳,有利于降低齿轮啮合时的振动。

本研究分别用直线修形曲线和Walker修形曲线对齿轮进行了修形,所得出的Walker修形曲线具有更好的修形效果。同时,笔者通过利用有限元对齿轮的仿真,可以更加直观、迅速、准确地观察齿轮啮合过程的接触应力的情况,对齿轮的设计具有一定的指导意义。

参考文献(References):

[1] 杨生华,王　统. 齿轮轮齿变形中的接触有限元仿真分析[J]. 煤矿机械,1999(8):9-11.

[2] BARLARN D, ZAHAVI E. The reliability of solutions in contact problems[J]. **Comp & Struct**,1999(7):35-45.

[3] 詹东安,王树人,唐树为. 高速齿轮齿部修形技术研究[J]. 机械设计,2000,17(8):8-10.

[4] 欧阳建国. 齿廓修形在动力齿轮传动设计中的应用[J]. 机电工程,2003,20(5):168-171.

[5] 屈文涛,沈允文,郭　辉,等. 双圆弧齿轮基于柔性轮缘的动态接触模型研究[J]. 机械科学与技术,2006(11):1273-1275.

[6] 孙建国,林腾蛟,李润方,等. 渐开线齿轮动力学接触有限元分析及修形影响[J]. 机械传动,2008,32(2):57-59.

[7] 汤　鱼,常　山,何玉龙,等. 齿廓修形对齿面接触力影响的研究[J]. 通用机械,2010(4):7-9.

[8] 林清安. 完全精通Pro/ENGINEER[M]. 北京:电子工业出版社,2010.

[9] 会田俊夫. 齿轮的精度与性能[M]. 张展,译. 北京:中国农业机械出版社,1985.

[10] 赵加元. 渐开线齿轮轮齿的修形设计[J]. 机械,2011,38(10):67-72.

[11] 汪红波,吴昌林,马世平. 基于Pro/E和ANSYS齿轮修形的研究[J]. 机械与电子,2008(12):17-19.

[12] 凌桂龙. ANSYS Workbench 13.0从入门到精通[M]. 北京:清华大学出版社,2012.

[13] 齿轮手册编委会. 齿轮手册[M]. 北京:机械工业出版社,2005.

[编辑:李　辉]

本文引用格式:

周志峰,刘　伟,王　婧. 渐开线直齿轮修形的有限元分析与研究[J]. 机电工程,2013,30(12):1490-1493.

ZHOU ZHI-feng, LIU Wei, WANG Jing. Finite element analysis and research on involute spur gear modification[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering,2013,30(12):1490-1493.