

文章编号:1671-6833(2015)02-0006-04

基于 ANSYS 的斜齿轮副接触分析与可靠性分析

刘竹丽, 赵敏敏, 马朋朋, 秦东晨

(郑州大学 机械工程学院, 河南 郑州 450001)

摘 要: 针对某大型传动装置中的一对斜齿轮, 在 Solidworks 中建立了其装配模型, 然后将其导入有限元分析软件 ANSYS 中进行接触应力分析, 且将接触应力计算结果与传统接触应力计算结果进行比较; 最后在 ANSYS 中针对该斜齿轮副的接触强度可靠性进行分析, 结果表明: 该斜齿轮副实际接触应力小于其许用接触应力, 接触强度满足使用要求, 但是其可靠度仅为 83.639 8%, 说明按传统的机械设计方案只进行安全系数的计算是不够的, 还需要进行可靠性设计计算; 此外, 由各随机因素对极限状态函数的灵敏度可知, 适当增大从动齿轮分度圆直径可有效提高斜齿轮副可靠度。

关键词: 斜齿轮; ANSYS; 接触分析; 可靠性分析

中图分类号: TH132.4 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2015.02.002

0 引言

斜齿轮传动具有重合度大、啮合平稳和结构紧凑等优点, 被广泛地应用于矿山、冶金等领域。齿轮传动装置的可靠与否在很大程度上决定了机械设备的使用寿命和工作性能, 所以对大型传动装置斜齿轮副的可靠性进行分析关系到大型机械设备能否安全使用^[1-2]。齿轮啮合是一种接触行为, 传统的齿轮理论分析建立在弹性力学基础上, 对于齿轮接触强度计算均以两平行圆柱体接触的赫兹公式为基础, 在计算过程中存在许多假设, 不能准确反映齿轮啮合过程中的应力以及应变的变化; 有限元法具有快速、准确可靠、计算灵活等优点, ANSYS 参数化设计语言 (APDL) 用智能分析的手段为用户提供了复杂模型的加载、求解和数据后处理功能。以有限元法为基础的 ANSYS 软件为完成齿轮的接触分析提供了分析平台^[3]。

笔者以某大型重载传动装置中的斜齿轮传动为例, 在 Solidworks 中建立斜齿轮副的三维装配模型, 利用 APDL 语言, 在 ANSYS 中实现了外啮合斜齿轮的接触应力分析, 并将接触分析结果与传统的简化力学计算进行了对比; 然后在其 PDS 模块中完成了斜齿轮副的接触强度可靠性分析。笔者的分析方法及分析结果对斜齿轮传动的可靠

性设计、结构改进、失效研究以及故障诊断具有重要的参考价值。

1 斜齿轮副有限元模型的生成

斜齿轮三维模型的建立, 关键在于端面齿廓曲线的生成。斜齿轮端面齿廓曲线为渐开线, 其生成方法见文献[4]。将建立的端面齿廓按螺旋线轴向拉伸, 生成齿槽, 再将齿槽圆周复制最后切除齿槽生成斜齿轮模型^[4]。以相同方法生成配对齿轮。将生成的大小齿轮在 Solidworks 中进行装配, 保存为 .x_t 文件。考虑到计算效率及分析需要, 文中仅建立部分齿模型。生成的斜齿轮副三维模型如图 1 所示。

将斜齿轮副三维实体模型文件导入 ANSYS 中, 定义材料属性, 选择 solid45 单元进行网格划分, 设置单元大小为 3 mm, 生成图 2 所示有限元模型。

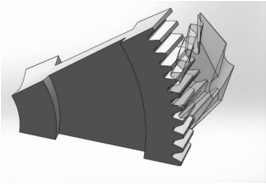


图 1 斜齿轮副三维模型

Fig.1 3D model of the gears

收稿日期:2014-10-27; 修订日期:2014-12-01

基金项目:河南省重点攻关资助项目(14A460010); 郑州市产学研合作促进计划项目(121PCXYZ598)

作者简介:刘竹丽(1968-), 女, 河南灵宝人, 郑州大学副教授, 硕士, 主要研究方向为机械强度及结构优化设计、虚拟样机技术、CAD/CAE/CAM 集成等, E-mail:zhuli_liu@126.com.

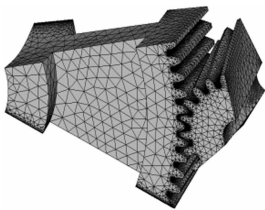


图 2 斜齿轮副有限元模型
Fig. 2 Finite element model

2 斜齿轮副接触分析

轮齿啮合接触为弹性接触^[5],属于边界非线性问题,既包含接触区域变化引起的非线性,又包含接触压力分布变化引起的非线性以及摩擦作用产生的非线性,其求解过程是搜寻准确的接触状态并反复迭代的过程^[6].

2.1 接触对的定义以及约束及载荷的施加

轮齿的啮合接触属于面面接触,由目标面和接触面组成.因小齿轮齿面较大,固本接触分析以小齿轮齿面为目标面,选用 170 单元,大齿轮齿面为接触面,选用 174 单元.在 ANSYS 中为了建立和识别接触对,需要给目标面和接触面指定相同的实常数.此外,接触分析需要定义合适的接触刚度,接触刚度过大会导致收敛困难,过小又会由于穿透过大而导致计算结果不准确,通过试算,取接触刚度 FKN 的值为 0.5.

接触分析时,先将主动轮和被动轮中心孔节点坐标系旋转,使其与总体柱坐标系相平行,然后再添加约束.施加的约束为:被动齿轮中心孔全约束,主动齿轮约束 r 和 z 方向的自由度,在 θ 方向施加节点切向力.

2.2 接触分析计算及结果分析

由于该斜齿轮副的端面重合度为 1.665,所以在其啮合线上既有双齿啮合区又有单齿啮合区,为了研究其不同啮合状态下的接触应力,分别定义不同的接触面进行接触分析.当有两对齿接触时,其接触分析等效应力图和接触对接触应力图分别如图 3 和图 4 所示.

由图 3 和图 4 看出,当两对齿接触时,其最大等效应力为 1 630 MPa,接触对最大接触应力为 452 MPa.无论是最大等效应力还是接触对最大接触应力均满足强度设计要求.

当只有一对齿发生接触时,其接触分析等效应力图和接触对接触应力图分别如图 5 和图 6 所示.

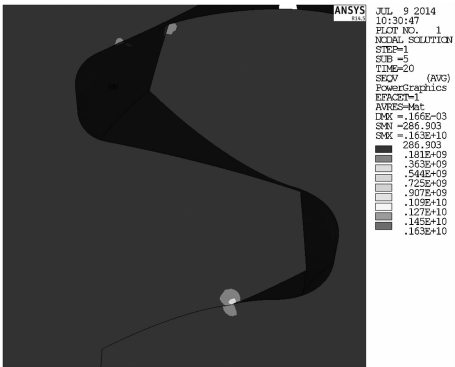


图 3 两对齿接触时等效应力图
Fig. 3 Equivalent stress when two pairs of teeth in contact

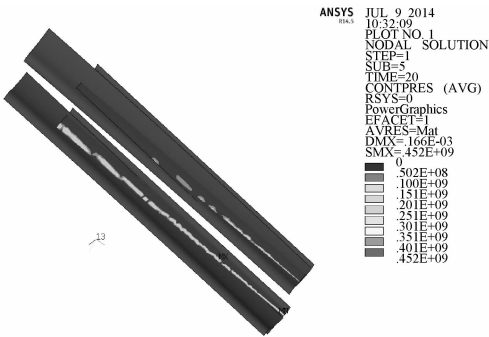


图 4 两对齿接触时接触对接触应力图
Fig. 4 Contact stress when two pairs of teeth in contact

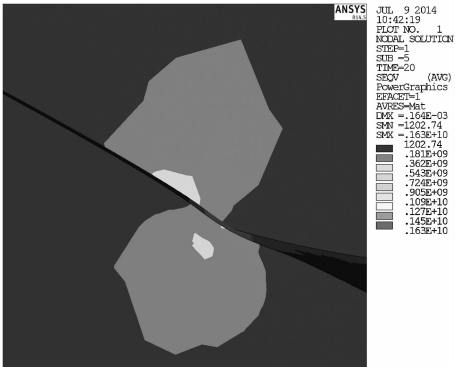


图 5 一对齿接触时等效应力图
Fig. 5 Equivalent stress when one pair of teeth in contact

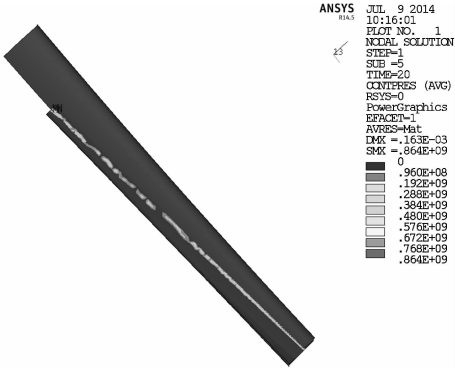


图 6 一对齿接触时接触对接触应力图
Fig. 6 Contact stress when one pair of teeth in contact

由图 5 和图 6 看出,当只有一对齿接触时,其最大等效应力为 1 630 MPa,最大接触应力为 864 MPa. 斜齿轮材料为 20Cr2Ni4A,通过计算,其许用接触应力为 2 016. 1 MPa,所以当一对齿接触时,其接触强度也满足设计要求.

传统计算方法接触应力计算公式为

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1\epsilon_\alpha} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} Z_H Z_E, \tag{1}$$

式中: F_t 为齿轮所受圆周力,N; K 为载荷系数; b 为齿宽,mm; d_1 为主动轮分度圆直径,mm; u 为齿数比; ϵ_α 为端面重合度; Z_H 为区域系数; Z_E 为弹性影响系数, $\text{MPa}^{1/2}$; σ_H 为接触应力,MPa. 将以上各参数代入公式可得传统计算方法计算的接触应力为 683. 45 MPa.

由以上计算结果可知,当只有一对齿接触时,其接触应力大于传统计算接触应力;当有两对齿接触时,其接触应力小于传统计算接触应力. 传统接触应力计算只是粗略考虑了重合度的影响,并没有具体说明齿轮是有一对齿接触还是两对齿接触. 实际上,当重合度大于 1 小于 2 时,在齿轮啮合线上有一段属于单齿啮合,剩余的部分属于双齿啮合,由此看来,相比于传统计算结果而言,有限元计算结果更为精确.

3 基于 ANSYS 的斜齿轮副可靠性分析

ANSYS 的 PDS 模块可以用来做结构可靠性分析,采用的算法有蒙特卡罗法和响应面法. 笔者采用蒙特卡罗直接抽样法对该齿轮副进行接触强度可靠性分析. 可靠性分析结果对斜齿轮副结构的改进具有重要指导意义.

3.1 各随机变量分布类型与特征参数

齿轮可靠性分析中,随机变量包括尺寸、载荷以及材料 3 个方面^[7]. 经统计分析,载荷方面各参数、材料方面各参数、尺寸方面各参数分布类型和特征参数分别如表 1、表 2 和表 3 所示.

表 1 载荷因素分布类型与特征参数
Tab.1 The load distribution types and characteristic parameters

载荷描述	分布类型	均值	标准差
功率 $P_1/(\text{kW})$	正态分布	25.00	1.67
转速 $n_1/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	正态分布	1 710	24
转矩 $T_1/(\text{N} \cdot \text{m})$	正态分布	139.62	9.53
许用接触疲劳极限/MPa	正态分布	2 106.10	87.04

表 2 密度、弹性模量和泊松比分布类型和特征参数
Tab.2 Density, elastic modulus and poisson's ratio distribution types and characteristic parameters

参数描述	分布类型	均值	标准差
弹性模量 EX/MPa	正态分布	203.5e3	1.167e3
泊松比 μ	正态分布	0.29	0.03
密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	均匀分布	1/7.88e3	0

表 3 各尺寸分布类型与特征参数
Tab.3 The size distribution types and characteristic parameters

尺寸/mm	分布类型	均值/mm	标准差/mm
主动轮分度圆直径 d_1	正态分布	67.018	0.012 30
从动轮分度圆直径 d_2	正态分布	289.397	0.021 67
主动轮顶圆直径 da_1	正态分布	73.018	0.012 30
从动轮顶圆直径 da_2	正态分布	295.397	0.021 67
主动轮根圆直径 df_1	正态分布	59.518	0.012 30
从动轮顶圆直径 df_2	正态分布	281.897	0.021 67
从动轮齿宽 b_2	正态分布	46.912 6	0.008 61
节圆齿厚 s	正态分布	4.682 99	0.006 70
中心距 a	正态分布	178.207	0.010 50

3.2 斜齿轮副可靠性计算结果及分析

一般情况下,可靠度计算有 3 种方法^[8-9],笔者采用文献[8]中所述的第二种方法计算斜齿轮副接触强度可靠度. 用有限元分析计算斜齿轮副接触强度可靠性时,为减小计算机内存占用,缩短计算时间,在不影响计算结果精度的前提下,选择部分齿来进行齿轮接触强度可靠性分析.

分析过程所采用的仿真分析方法为蒙特卡罗直接抽样法,抽样次数为 200 次,计算结果的置信度为 95%. 生成的可靠度分析文件如图 7 所示,从图中可以看出,抽样过程中,样本最小值为 $-1.74\text{e}+003$,最大值为 $1.87\text{e}+003$,功能函数大于 0 的概率为 83.639 8%,即斜齿轮副接触强度可靠度为 83.639 8%.

由各因素对可靠度灵敏度分析可知,大齿轮的分度圆直径对可靠度的影响较大,为正相关,其它随机变量对其影响很小.

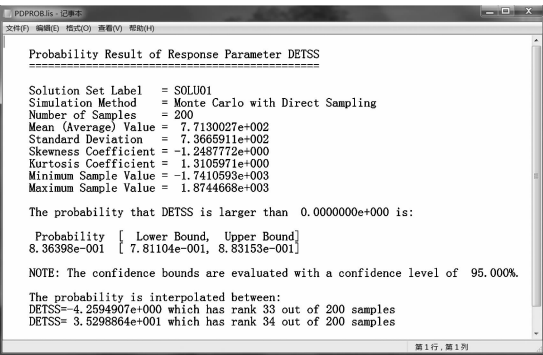


图 7 斜齿轮副接触强度可靠性结果报告

Fig. 7 Contact strength reliability report of the helical gears

4 结论

以 ANSYS 为平台对某大型传动装置减速器中一对斜齿轮副的接触应力和接触强度可靠性进行了分析. 结果表明,该斜齿轮副实际接触应力小于其许用接触应力,接触强度满足使用要求,但是其可靠度仅为 83.639 8%,说明按传统的机械设计方法只进行安全系数的计算是不够的,即使通过传统的安全系数算法得到零部件的强度满足要求,但是根据应力—强度干涉理论,在其寿命期内,该零部件也不一定完全可靠. 为了进一步提高零部件的使用性能,必须对该零部件进行可靠性设计与分析. 此外,通过对各随机因素对极限状态函数的灵敏度分析可知,适当增大大齿轮分度圆直径可有效提高斜齿轮副可靠度. 该分析结果对后续的齿轮故障诊断和可靠性设计具有重要的参考价值.

Large Helical Gears Contact Analysis and Contact Strength Reliability Analysis Based on ANSYS

LIU Zhu-li, ZHAO Min-min, MA Peng-peng, QIN Dong-chen

(School of Mechanical Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: For a helical gear vice in a large transmission device, assembly model is created in Solidworks, and then it is imported into the finite element analysis software ANSYS and stress analysis is contacted. Besides, the contact stress calculation results and the traditional contact stress calculation results is compared; Finally, the contact stress reliability in ANSYS is analyzed. The results show that: the helical gear vice actual contact stress is less than the allowable contact stress, and meet the requirements, but its reliability is only 83.6398%, which means by traditional method which only counts the mechanical design safety factor is not enough; Besides, from the sensitivity of random factors to detss, we know that increasing driven wheel diameter can improve the reliability effectively.

Key words: helical gear; ANSYS; contact analysis; reliability analysis

参考文献:

[1] 李学艺,王权,刘风景. 基于 ANSYS 的渐开线变位斜齿轮副参数化造型方法研究[J]. 煤矿机械, 2010,31(4):219-222.

[2] 包家汉,张玉华,薛家国. 基于 ANSYS 的渐开线斜齿轮副参数化建模[J]. 机械传动,2006,30(1):54-56.

[3] 凡增辉,赵熙雍,晏红文. 基于 ANSYS 的斜齿轮接触有限元分析[J]. 机械传动,2010,34(4):68-70.

[4] 贾海利,史明华,肖放,等. 基于 Pro/E 齿轮参数化造型技术的研究与应用[J]. 机械传动,2004,28(3):32-35.

[5] EMAMI M. R. Influence of spud-can-soil interaction modeling and parameters on the reliability index of Neka drilling jack-up platform[J]. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2013,132(3):1-13.

[6] 高小茜. 风电齿轮箱轮齿接触有限元分析[D]. 大连:大连理工大学工业工程系,2008:13-34.

[7] 赵健,张国智. 齿轮啮合接触非线性分析模型及响应面分析方法[J]. 南京航空航天大学学报,2009,41(4):550-554.

[8] ONKAR A K, UPADHYAY D. Probabilistic failure of laminated composite plates using the stochastic finite element method[J]. Composite Structures, 2007,48(2):780-798.

[9] LIN S C. Reliability predictions of laminated composite plates with random systemparameters[J]. Probabilistic Engineering Mechanics, 2000, 15(4):327-338.