DOI: 10.3901/JME.2014.19.066

自升式平台齿轮齿条升降机构错齿优化动力学分析*

徐长航 吕涛 陈国明 尹树孟

(中国石油大学(华东)海洋油气装备与安全技术研究中心 青岛 266580)

摘要: 齿轮齿条升降机构是自升式平台的重要传动和承载装置, 啮合产生的接触应力和由于刚度激励引发的振动是影响升降系统传动性能与使用寿命的重要因素, 因此通过进行结构的优化设计和仿真分析提高传动机构动力学性能具有重要的工程意义。提出通过优化设置自升式海洋平台齿轮齿条升降机构小齿轮之间相位差的方式实现错齿啮合, 从而实现有效提高机构承载能力和动力性能的目的。结合提出的错齿优化方案, 对错齿前后齿轮齿条啮合过程进行动态接触有限元分析, 并验证错齿优化对传动机构强度和时变刚度的改善效果, 并对比分析齿轮齿条传动机构模态特性、运动平稳性和同步性以及小齿轮载荷分配均匀性等动力学行为。结果表明, 错齿优化后齿轮齿条升降机构在动态啮合时能够产生更小的接触应力和弯曲应力, 而且齿轮综合刚度的阶跃值有明显减少, 与此同时在传动平稳性、同步性和载荷分配均匀性方面也具有良好表现。因此错齿优化可有效地提高齿轮齿条传动过程中的承载能力和运动性能, 对改进齿轮齿条升降机构的设计具有参考价值。

关键词: 自升式海洋平台; 齿轮齿条; 错齿; 强度分析; 啮合刚度

中图分类号: TH132

Dynamic Performance Analysis of Jack-up Platform's Jacking System with Staggering Tooth

XU Changhang LÜ Tao CHEN Guoming YIN Shumeng

(Centre for Offshore Engineering and Safety Technology, China University of Petroleum, Qingdao 266580)

Abstract: Rack and pinion jacking system is an important load transmission and bearing device for jack-up platform. Contact stress generated by the meshing between rack and pinion, together with vibration caused by the stiffness excitation, are two important factors that affect the transmission performance and service life of the jacking system, so it has great engineering significance to improve its dynamic performance by optimized structural design and simulation analysis. Through setting appropriate phase differences between the pinions, the staggering tooth meshing of pinion is realized and the bearing performance and dynamic characteristics of the mechanism are improved effectively. In terms of staggered tooth meshing optimization scheme, the finite-element analysis for staggered tooth meshing process and normal meshing process of rack and pinion are done, and the improvements of staggered tooth meshing optimization to the transmission mechanism strength and time-varying stiffness are verified. The modal characteristics, stationarity and synchronicity of the rack and pinion system during meshing process and the uniformity of pinions' load distribution are also compared. The results show that the contact stress and bending stress of the rack and pinion pinions with staggering tooth are smaller, and gears' stiffness step value is significantly reduced. At the same time, the rack and pinion pinions with staggering tooth have good performances in the dynamic stationarity and synchronicity and the loads distribution. Pinion' staggering tooth meshing can improve the bearing capacity and motion performance effectively, which is important for optimization design of jack-up's jacking system.

Key words: jack-up platform; rack and pinion; pinion with staggering tooth; strength analysis; mesh stiffness

0 前言

作为移动式平台的一种, 自升式海洋平台是近

海油气资源开发的重要工程装备之一。齿轮齿条升降机构是自升式海洋平台的核心装置, 承担着载荷传递和升降运动的双重作用。首先, 通过多个小齿轮与齿条的传动可以实现桩腿与平台主体之间的相对上下运动, 从而使得整个平台在漂浮和着底两种状态间互相转化。与此同时, 平台自重载荷、功能

* 山东省自然科学基金(ZR2010EQ029)和中央高校自主创新基金(10CX04028A)资助项目。20131028 收到初稿, 20140725 收到修改稿

载荷以及环境载荷(风载、波浪流载荷等)均需通过升降机构传递给桩腿。由此可以看出, 齿轮齿条升降机构的动力性能是影响平台整体结构和作业安全性能的重要因素之一, 因此对其进行优化设计具有显而易见的必要性。

齿轮传动啮合产生的接触应力和由于刚度激励引发的振动是影响齿轮传动机构动力性能和使用寿命的重要因素, 国内外学者就此开展了一定研究。文献[1-2]通过对齿轮齿条接触进行模拟仿真分析, 得出接触力等动力响应参数的变化规律, 并通过对齿轮齿条传动进行参数优化, 提高齿轮承载能力。文献[3-4]以普通齿轮传动为对象, 证明错齿可以减小传动过程刚度阶跃值, 从而对减轻冲击、降低噪声起到显著作用。文献[5-6]建立行星齿轮系动力学解析模型, 基于啮合相位分析确定各齿轮啮合的时变刚度, 研究内部激励和外载荷激励下的系统振动响应。但是目前尚少发现以自升式平台齿轮齿条这一特殊传动机构为对象, 通过参数优化降低接触应力和刚度激励方面的研究报道。

本文通过对自升式海洋平台升降机构齿轮进行错齿优化设计, 实现提高升降机构承载能力和减少齿轮齿条传动过程中振动和冲击两大目的, 并通过动力学分析验证错齿优化后升降机构在强度和振动两个方面的改善效果。

1 齿轮齿条错齿优化方案

自升式海洋平台升降机构中的小齿轮通常采用超大模数非标准齿轮, 这种齿轮具有承载能力强等优点^[7]。本文以某自升式海洋平台的齿轮齿条升降机构为例开展研究, 图 1a 为机构组成示意图。该机构的基本参数: 小齿轮齿数为 7, 模数为 100 mm, 齿轮齿厚为 200 mm; 齿条齿厚为 127 mm, 压力角为 28° ; 齿轮材料为 SAE4340, 齿条材料为 ASTM A514Gr.Q。

现有自升式海洋平台升降机构采用重合度介于 1 与 2 之间的齿轮齿条啮合方式(图 1a), 因此相应传动过程是一个单齿、双齿啮合交替出现的过程。这种方式导致在不同时刻与齿条啮合的小齿轮齿数变化较大(图 2), 从而对升降机构整体的运动平稳性产生较为不利的影响。

为了同时提高齿轮齿条传动的承载能力和运动稳定性, 这里提出通过改变齿条同侧小齿轮之间相位差的方式对原有齿轮齿条啮合方式进行优化设计(图 1b)。以减小不同时刻参与啮合的小齿轮轮齿

图 1 错齿前后齿轮齿条啮合示意图

图 2 错齿前后齿轮齿条啮合齿数变化(综合 6 个小齿轮)

数目变化范围为优化目标, 将相邻小齿轮之间的相位差由原来的 0° 调整为

$$k = \frac{360^\circ}{n_1 n_2} \quad (1)$$

式中, n_1 为齿数, $n_1=7$; n_2 为齿条一侧的小齿轮个数, $n_2=3$ 。代入数据后得到相位差变为 17.14° 。

错齿前后与齿条啮合的轮齿数目随时间的变化如图 2 所示(一个齿距的啮合过程)。根据图 2 可知, 错齿优化后在 $0 \sim 0.16$ s, $0.59 \sim 0.80$ s, $0.91 \sim 0.96$ s 区间与齿条啮合的小齿轮齿数增多, 并且在不同时刻与齿条啮合的齿数变化程度大大小于错齿前。

本文从三个方面对错齿前后的齿轮齿条传动机构进行动力学分析对比分析, 从而验证错齿方案的效果: 一是通过齿轮齿条动态啮合过程中的接触应力和弯曲应力变化分析齿轮齿条的强度; 二是通过齿轮齿条传动过程中齿轮时变刚度的变化分析齿轮齿条系统振动情况; 三是通过小齿轮转速和接触力分析齿轮齿条传动过程中的动力性能。

2 齿轮齿条动态啮合强度分析

自升式平台升降机构中的齿轮齿条传动装置具有低速、重载等特点, 而且海洋环境对齿轮齿条传动具有较大影响。如果多个小齿轮之间存在载荷分配不均匀的现象, 将会加剧自升式平台齿轮齿条传动机构受力状态的恶化, 从而导致齿轮比较容易

发生轮齿折断和齿面损伤。因此这里在齿轮齿条啮合过程动态接触有限元计算的基础上,对错齿前后传动机构的强度安全性能进行对比分析。

2.1 齿轮齿条有限元模型的建立

通过分析自升式平台齿轮齿条升降机构的特点可知,需要根据动态啮合过程的弯曲应力和接触应力分析齿轮齿条升降机构中小齿轮的弯曲疲劳和接触疲劳磨损性能^[8]。

以实例平台的升降机构为对象,在 Solidworks 中进行三维精确建模,然后将其导入 ABAQUS 软件进行材料属性定义、网格划分、定义分析步、添加约束等操作,最终构建出齿轮齿条升降机构的三维有限元模型。

由于齿轮齿条的啮合传动是一个周期变化的过程。在不影响计算精度的前提下,这里对一个齿距的动态啮合过程进行仿真,该过程包括单齿啮合区间(0~0.27 s 和 0.48~0.96 s)和双齿啮合区间(0.27~0.48 s)。图3给出开始啮合时刻升降机构的应力云图。

图3 错齿前后齿轮齿条应力云图(MPa)

2.2 错齿对齿轮强度的影响

从齿轮齿条动态啮合过程的数值计算结果中提取每一分析步中的最大接触应力和最大弯曲应力,最终得到两动力响应参数随时间变化的曲线如图4和图5所示。

图4 错齿前后最大接触应力变化

根据图4可知在单齿啮合区间,错齿前的齿轮齿条啮合的最大接触应力为1280 MPa左右,而错齿优化后的齿轮齿条啮合最大接触应力仅为800 MPa

左右,远小于错齿前的最大接触应力;在双齿啮合区间,错齿前的齿轮齿条的最大接触应力760 MPa左右,错齿后的齿轮齿条啮合最大接触应力为805 MPa,略大于错齿前的最大接触应力。从图4还可以看出,错齿前的齿轮齿条最大接触应力变化曲线波动范围在390到1280 MPa之间,波动程度较大;而错齿优化后齿轮齿条最大接触应力随着啮合位置的变化波动范围在400到805 MPa之间,波动相对平缓。由于齿轮材质、齿廓以及接触力大小是影响齿轮齿条啮合接触应力的主要因素,而错齿前后材质和小齿轮齿廓并未有任何变化,因此导致小齿轮最大接触应力变小的原因是接触力的变化。

图5 错齿前后齿根最大弯曲应力变化

由图5可以看出,在单齿啮合区间错齿后的齿轮齿条最大弯曲应力要小于错齿前的最大弯曲应力;在双齿啮合区间,错齿后的齿轮齿条最大弯曲应力略大于错齿前的最大弯曲应力。与最大接触应力相似,影响弯曲应力的因素主要有接触力大小、啮合位置、材质等,因此也是由于错齿后同一啮合位置处的接触力变化造成弯曲应力的改变。

综上所述,错齿后小齿轮最大接触应力和最大弯曲应力在单齿啮合区间均比错齿前有明显的改善,而在双齿啮合区间则略有不如错齿前的表现。然而由于单齿啮合区间约占据整个啮合区间的绝大部分(约4/5),是升降机构齿轮齿条啮合的主要形式,因此错齿后齿轮齿条传动机构的承载能力在总体上能够得到明显的改善。

3 齿轮齿条啮合刚度分析

研究齿轮齿条系统传动过程中产生的动态激励类型和性质,是正确分析齿轮系统振动的关键问题之一。齿轮齿条传动主要存在内、外两种振动激励,其中齿轮时变啮合刚度是一种不可避免的内部振动激励源^[9],对齿轮齿条传动机构的动力性能具有重要的影响。

3.1 齿轮齿条综合啮合刚度

工程上主要从提高齿轮及相关零部件的制造

精度、控制几何偏心等手段入手,减小由齿轮时变刚度引起传动系统振动。但是最有效的途径是通过优化设计齿轮参数,在本质上完善传动装置的动态特性,最终达到降低齿轮传动装置振动的目的^[10]。

如前所述,齿轮齿条啮合过程是一个单齿轮啮合和双齿轮啮合交替出现的过程,从而使得齿轮接触力和应变发生周期性变化,这种综合啮合刚度的变化是一种引起齿轮系统振动的动态激励^[11-12]。齿轮的啮合刚度是使一对或几对同时啮合的轮齿在 1mm 齿宽上产生 1 μm 变形所需的载荷^[13],可以表示为

$$k = \sum_{i=1}^n F_i / (x_{pi} + x_{gi}) \quad (2)$$

式中, n 为啮合时的齿对数; x_{pi} 为主动轮啮合变形, $i=1,2,\dots,n$; x_{gi} 为被动轮啮合变形; F_i 为啮合齿对的接触力; k 为综合啮合刚度。

3.2 错齿对时变刚度的影响

从前面进行的齿轮齿条啮合过程数值分析结果中,提取错齿前后齿轮齿条在同一啮合位置处的接触力以及主动齿轮和被动齿条的综合变形(由接触变形、剪切变形、弯曲变形共同作用)。根据式(2),计算出齿轮在每一啮合位置处的综合啮合刚度,图 6 给出错齿前后一个啮合周期的综合啮合刚度变化情况。

图 6 错齿前后齿轮齿条时变刚度变化曲线

由图 6 可知,错齿前在单齿、双齿啮合的过渡过程中,存在一个 1 300~2 500 $\text{kN}/\mu\text{m}$ 的刚度阶跃,而错齿后此刚度阶跃在数值上变为 1 500~2 000 $\text{kN}/\mu\text{m}$ 。因此,错齿优化可以显著减少齿轮齿条传动过程中的刚度阶跃,从而降低齿轮齿条系统的动态激励,最终有利于减少整个传动系统的振动性能。

4 齿轮齿条动力性能分析

在齿轮齿条传动过程中,齿轮齿条升降机构各个小齿轮间运动的同步性能够直接影响各个小齿轮上的载荷分布是否均匀。当齿轮不同步导致载荷分布不均匀时,载荷分配大的齿轮由于过大的载荷而容易发生断裂等失效,而载荷分配过小的齿轮承载性能却不能得到充分的利用。利用动力学仿真软件 ADAMS 对升降过程进行动力学模拟,并建立数值

解析模型对仿真模型与 ADAMS 建立的模型进行相互验证,最终获得错齿前后升降机构的运动特性和动力性能,进而验证错齿优化方案在机构传动过程平稳性、小齿轮运动同步性以及接触载荷均匀性三方面的改善情况。

4.1 齿轮齿条动力学模型的建立

首先应用牛顿第二定律建立齿轮齿条传动机构的数值解析模型,如图 7 所示^[14-16]。

图 7 齿轮齿条升降机构数值解析模型

模型中,每个构件由 3 个自由度描述,分别为:齿条 x_r, y_r, u_r , 齿轮 $x_{pi}, y_{pi}, u_{pi}(i=1,2,\dots,6)$ 。齿条与齿轮的当量质量分别为 m_r, m_{pi} , 当量半径分别为 r_r, r_{pi} , 对应质心的转动惯量分别为 $I_r, I_{pi}(i=1,2,\dots,6)$, K_{bp}, K_{br} 分别为齿轮及齿条的支撑刚度; K_{up}, K_{ur} 分别为齿轮及齿条的扭转刚度; $K_{mri}(i=1,2,\dots,6)$ 为各齿轮与齿条的啮合刚度。全系统的振动微分方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K(t)x = F(t) \quad (3)$$

式中,自由度矢量 $x=(x_r, y_r, u_r, x_{p1}, y_{p1}, u_{p1}, \dots, x_{p6}, y_{p6}, u_{p6})^T$; 质量矩阵 $M=\text{diag}(m_r, m_r, I_r/r_r^2, m_{p1}, m_{p1}, I_{p1}/r_{p1}^2, \dots, m_{p6}, m_{p6}, I_{p6}/r_{p6}^2)^T$; 阻尼矩阵 $C=aM+bK$; 刚度矩阵 K , 在图 6 时变啮合刚度计算的基础上,可通过各个构件之间的受力关系得到,因篇幅所限,具体刚度矩阵暂略; $F(t)$ 为激励矩阵。

应用动力学仿真软件 ADAMS 建立齿轮齿条升降机构的动力学模型。在 Solidworks 中对采用行星轮系一轴二输出减速箱的齿轮齿条升降机构进行参数化精确建模,然后导入 ADAMS 动力学仿真软件。在 ADAMS 中定义各部件的质量和转动惯量等属性,对各部件施加相应的约束、运动副、接触力等,最终建立的单桩腿升降机构仿真模型如图 8 所示。

4.2 错齿对机构模态特性的影响

错齿方案不仅改变了齿轮齿条的啮合激励方式,也改变了机构的模态特性。从图 2 中可以看出,错齿前后机构分别有 2 种和 4 种啮合位置,这将引起错齿前后机构不同的振动模态。分别采用数值解析法和 ADAMS 仿真对错齿前后的机构进行模态分

图8 错齿后齿轮齿条升降机构动力学仿真模型

析, 得出机构模态特性变化如图9所示。错齿前位置1为 $P_1=P_2=P_3=1$; 位置2为 $P_1=P_2=P_3=2$ 。错齿后位置1为 $P_1=P_2=P_3=1$; 位置2为 $P_1=2, P_2=P_3=1$; 位置3为 $P_2=2, P_1=P_3=1$; 位置4为 $P_3=2, P_1=P_2=1$ 。其中, P_i 表示齿轮 i 的接触齿数($i=1,2,3$)。

(a) 错齿前

(b) 错齿后

图9 错齿前后机构模态特性变化图

由图9可知, 机构模态特性的解析值和仿真值的偏差在15%以内。错齿前后机构在不同啮合位置的各阶固有频率变化较小。错齿前机构2种啮合位置下各阶固有频率变化率最大值发生在第二阶模态, 其解析值和仿真值分别为69.99%、52.96%; 错齿后机构2种啮合位置下各阶固有频率变化率最大值发生在第八阶模态, 变化率解析值和仿真值分别为16.05%、9.67%。错齿后机构不同啮合位置的固有频率变化较错齿前有较大幅度降低。

4.3 错齿对机构动力性能的影响

通过ADAMS动力学仿真模拟齿轮齿条升降运动的工作过程, 最终得到齿轮转速、加速度、接触力等动力学分析结果。图10a、10b给出错齿前后升降机构各个齿轮的转速时间历程, 图11则以小齿轮1为例, 给出错齿优化对接触力的改善情况。

(a) 错齿前

(b) 错齿后

图10 错齿前后齿轮转速

图11 错齿前后齿轮齿条接触力

根据图10可以看出, 错齿前和错齿后的各小齿轮之间的转速曲线均基本重合, 说明错齿优化方案仍然能够保持升降机构良好的运动同步性能。当然, 与错齿前相比, 错齿后在启动阶段(0~1 s)的升降机构的转速波动情况有所恶化, 因此会对升降机构电动机的工作产生一定影响。但是从图10a、10b中错齿后各小齿轮转速曲线的整体效果可知, 启动后在较短短时间内升降机构转速即可达到平稳状

态, 因此仍能确保升降机构的稳定运动。

由图 11 可以看出, 运动稳定后(1~4 s), 错齿前齿轮齿条接触力在单齿和双齿啮合区间均呈现出围绕 2 500 kN 这一值上下波动的特点。考虑到参与啮合的轮齿数目的影响, 在单齿、双齿啮合区间单个轮齿需要承受的接触载荷分别为 2 500 kN 和 1 250 kN(2 500 kN/2), 亦即整个传动过程中轮齿接触载荷需要频繁地在 2 500 kN 和 1 250 kN 之间的交替变化。然而错齿优化后这一情况发生了较大变化: 运动稳定后在单齿、双齿啮合区间, 单个轮齿承受的接触载荷分别为 1 800 kN 和 1 600 kN(3 200 kN/2), 因此整个传动过程中轮齿接触载荷的变化幅度大大减小。总之可以看出, 错齿优化后齿轮齿条升降机构在接触载荷稳定性和均匀性方面具有更好表现, 这对于提高小齿轮的使用寿命和改善强度安全性能能够产生有利的影响。

5 结论

本文提出通过错齿优化的方式提高自升式海洋平台齿轮齿条升降机构的承载和动力性能, 并综合应用 ABAQUS 有限元仿真、ADAMS 动力学仿真以及数值解析法, 从齿轮齿条啮合强度、时变刚度和动力学性能三个方面入手, 对升降机构未错齿和错齿两种情况进行分析和对比, 得出如下结论。

(1) 错齿优化可以有效提高啮合小齿轮的齿面接触强度和齿根弯曲强度, 从而使传动机构更加适应海洋平台低速重载这一特点。

(2) 错齿优化能够有效减少齿轮齿条啮合综合刚度的突变, 从而降低由啮合综合刚度突变引起的内部激励, 最终减小齿轮齿条啮合时的振动, 使升降运动更加平稳。

(3) 错齿前后机构的各阶固有频率变化较小; 错齿后机构不同啮合位置的固有频率变化较错齿前有较大幅度降低。

(4) 错齿后升降机构仍能保持良好的运动同步性, 同时在轮齿接触载荷的稳定性和均匀性方面具有明显改善。虽然错齿后在运动启动阶段会产生一定扰动, 但在短时间内能够恢复至平稳运行状态。

综上所述, 错齿优化后自升式海洋平台齿轮齿条升降机构在动力学行为和安全性能方面均具有明显的改善, 可以为工程上进行齿轮齿条升降装置的结构优化设计提供指导与参考。

参 考 文 献

- [1] 杨生华. 齿轮接触有限元分析[J]. 计算力学学报, 2003, 20(2): 189-194.
- YANG Shenghua. Finite element analysis of gear contact[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2003, 20(2): 189-194.
- [2] 樊敦秋, 张卿, 薛世峰, 等. 自升式平台齿轮齿条参数优化研究[J]. 中国制造业信息化, 2010, 39(5): 19-23.
- FAN Dunqiu, ZHANG Qing, XUE Shifeng, et al. Finite element analysis of gear contact[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2010, 39(5): 19-23.
- [3] 李润方, 陶泽光, 林腾蛟, 等. 齿轮啮合内部动态激励数值模拟[J]. 机械传动, 2001, 25(2): 1-4.
- LI Runfang, TAO Zeguang, LIN Tengjiao, et al. Numerical simulation for inner dynamic excitation of gearing[J]. Mechanical Transmission, 2001, 25(2): 1-4.
- [4] 孙俊岭, 崔学政, 路永明, 等. 错齿双圆弧人字齿轮的刚度计算[J]. 石油大学学报, 2002, 26(3): 69-72.
- SUN Junling, CUI Xuezheng, LU Yongming, et al. Calculation of meshing stiffness of herringbone gear with staggering tooth[J]. Journal of the University of Petroleum, 2002, 26(3): 69-72.
- [5] 肖正明, 秦大同, 尹志宏. 多级行星齿轮系统耦合动力学分析与试验研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(23): 51-58.
- XIAO Zhengming, QIN Datong, YIN Zhihong. Multi-stage planetary gears dynamic coupling analysis and experimental investigation[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(23): 51-58.
- [6] 秦大同, 肖正明, 王建宏. 基于啮合相位分析的盾构机减速器多级行星齿轮传动动力学特性[J]. 机械工程学报, 2011, 47(23): 20-29.
- QIN Datong, XIAO Zhengming, WANG Jianhong. Dynamic characteristics of multi-stage planetary gears of shield tunnelling machine based on planet mesh phasing analysis[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(23): 20-29.
- [7] 阳培, 刘忠明, 王长路. 大模数齿轮齿条承载能力影响因素分析[J]. 机械传动, 2009, 33(5): 27-31.
- YANG Pei, LIU Zhongming, WANG Changlu. Analysis on influence factors of the large module gear-rack strength[J]. Mechanical Transmission, 2009, 33(5): 27-31.
- [8] LI Chienhsing, CHIOU Hongshun, HUNG Chinghua, et al. Integration of finite element analysis and optimum design on gear systems[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2002(38): 179-192.
- [9] 曾作钦, 赵学智. 啮合刚度及啮合阻尼对齿轮振动影响的研究[J]. 机床与液压, 2010, 38(5): 32-34.
- ZENG Zuoqin, ZHAO Xuezhi. Study about the effect of meshing stiffness and meshing damping on gear vibration[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010, 38(5): 32-34.

- 32-34.
- [10] PARKER R G, JIAN L. Mesh stiffness variation instabilities in two-stage gear systems[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2002(124): 68-76.
- [11] ZHANG J J, ESAT I I, SHI Y H. Load analysis with varying mesh stiffness[J]. Computers and Structures. Journal of Vibration and Acoustics, 1999(70): 273-280.
- [12] FAKHERCHAARI, TAHAR FAKHFAKH. Analytical modeling of spur gear tooth crack and influence on gear mesh stiffness[J]. European Journal of Mechanics A/Solids, 2009(28): 461-468.
- [13] 日本机械学会. 齿轮强度设计资料[M]. 李茹贞, 赵清慧, 译. 北京: 机械工业出版社, 1984.
- JSME. The strength design document of gear[M]. translated by LI Ruzhen, ZHAO Qinghui. Beijing: China Machine Press, 1984.
- [14] 孙月海, 张策, 潘凤章. 直齿圆柱齿轮传动系统振动的动力学模型[J]. 机械工程学报, 2000, 36(8): 47-50.
- SUN Yuehai, ZHANG Ce, PAN Fengzhang, et al. Dynamic model of a spur gear transmission system vibration[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36(8): 47-50.
- [15] PARKER R G, AGASHE V, VIJAYAKAR S M. Dynamic response of a planetary gear system using a finite element/contact mechanics model[J]. Journal of Mechanical Design, 2000, 122(3): 304-310.
- [16] PARKER R G. A physical explanation for the effectiveness of planet phasing to suppress planetary gear vibration[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 236(4): 561-573.
- 作者简介: 徐长航(通信作者), 男, 1976 年出生, 博士, 副教授。主要研究方向为海洋油气装备与安全技术。
E-mail: chhxu@hotmail.com
- 吕涛, 男, 1989 年出生, 博士研究生。主要研究方向为海洋油气装备设计与安全评估。
E-mail: coolvtao@126.com

国家自然科学基金委员会机械工程学科 2012/2013 年度结题项目简介

大型飞机风洞试验的三维视频动态变形测量方法和实验研究

项目负责人: 梁晋(E-mail: liangjin@mail.xjtu.edu.cn)

依托单位: 西安交通大学

项目批准号: 50975219

1. 项目简介

大型飞机模型在风洞试验时变形很大, 需要精确测量其三维变形数据。本项目采用三维视频动态变形测量方法, 在风洞试验时采用多组相机(两个相机为一组)高速拍摄模型多个部位的视频图像, 计算飞机模型关键点各个时刻的三维坐标, 从而计算出模型关键点的位移变化和变形数据。项目通过风洞现场试验和分析, 获取风洞试验对测量精度的影响规律, 建立测量误差模型。研究风洞变形测量的光束平差捆绑调整的模型和算法, 实现多相机多时刻的三维变形测量, 大大提高风洞试验的变形测量精度。针对风洞试验现场环境, 研究新的大幅面双相机自标定技术, 实现 2 m 测量空间的相机高精度标定方法。研究风洞动态变形测量的标志点识别算法、标志点的三维重建算法、标志点动态跟踪算法、多组相机测量数据的统一。该项目不但是中国大型飞机风洞试验必须的变形测量手段, 还可代替传统应变片和高精度位移传感器, 广泛用于各种机械设备三维动态变形分析。

2. 主要创新点及主要研究进展

- (1) 提出了飞机风洞模型动态变形测量的新方法, 通过大量模拟试验、风洞试验, 获得了风洞测量精度影响规律和误差。
- (2) 研究并实现了一种新的大幅面双相机高精度自标定技术和十字架标定方法, 并进行了现场试验、验证分析。
- (3) 优化了动态测量方法和算法, 实现了高精度的风洞动态变形测量方法, 并在风洞现场搭建测量试验平台, 完成风洞现场测量试验和分析, 为飞机设计提供可靠的风洞试验数据。