

DOI: 10.7652/xjtuxb201910008

大型船用鼓形齿联轴器位移圆半径设计

关亚彬, 杨小辉, 方宗德, 刘超, 陈国定

(西北工业大学机电学院, 710072, 西安)

摘要: 针对传统的位移圆半径设计公式无法应用于具有大尺寸、重负载、变倾角等特点的大型船用鼓形齿联轴器的问题,采用有限元分析和响应面设计的方法,建立了最优位移圆半径和结构参数、工况参数之间的关系式。基于啮合原理及坐标变换,建立了鼓形齿联轴器的高精度有限元网格模型以及高精度装配模型。考虑 0° 和最大倾角两种边界工作条件,结合某船用鼓形齿联轴器轮齿的接触应力、弯曲应力及接触印痕的位置,确定了最优位移圆半径的设计准则。基于拉丁超立方采样方法和响应面方法,拟合出了最优位移圆半径和扭矩、齿数、模数、齿宽及最大倾角之间的关系式。通过有限元方法计算出一组大倾角和一组小倾角算例下的最优位移圆半径,与响应面方法的结果进行了对比。研究表明:印痕距离为 0.2 倍齿宽时的位移圆半径为最优值;大型船用鼓形齿联轴器的最优位移圆半径主要受最大极限倾角影响,其次是结构尺寸、负载扭矩的影响;该响应面模型是有效的,可以用于大型船用鼓形齿联轴器位移圆半径的设计。

关键词: 大型船用鼓形齿联轴器;最优位移圆半径;变倾角;响应面;有限元分析

中图分类号: TH132 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)10-0057-08

Study on Displacement Circle Radius Design for Huge-Scale Marine Crown Gear Coupling

GUAN Yabin, YANG Xiaohui, FANG Zongde, LIU Chao, CHEN Guoding

(School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The problem that traditional design formulas for displacement circle radius cannot be applied to the huge-scale marine crown gear coupling with large size, heavy load and variable shaft angle is considered. Relationship formulas of the optimum displacement circle radius with structural parameters and working condition parameters are established by a finite element analysis and response surface methodology. Firstly, based on meshing theory and coordinate transformation a high-precision finite element mesh model and an assembly model of crown gear coupling are established. Secondly, a design criterion of the optimal displacement circle radius is determined by considering the two boundary conditions of 0° and maximum shaft angles and combining contact stress, bending stress and contact position obtained from an example of a marine crown gear coupling. Then, relationship formulas of the optimum displacement circle radius with torque, teeth number, modulus, tooth width and maximum shaft angle are fitted out based on Latin hypercube sampling method and response surface methodology. Finally, the optimum displacement circle radius values are calculated by a finite element method for a group of

收稿日期: 2019-03-20。 作者简介: 关亚彬(1989—),男,博士生;方宗德(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金重点资助项目(51535009,51375384)。

网络出版时间: 2019-07-23

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20190723.1357.014.html>

large shaft angles and a group of small shaft angles, and compared with those obtained by the response surface model. The results show that displacement circle radius reaches the optimal value when contact position is 0.2 times of the width of the tooth; The optimum displacement circle radius of huge-scale marine crown gear coupling is affected by the following factors in turn: maximum shaft angle, structure size, and load torque; It is concluded that the response surface model is effective and can be used to design the displacement circle radius of huge-scale marine crown gear coupling.

Keywords: huge-scale marine crown gear coupling; optimum displacement circle radius; variable shaft angle; response surface methodology; finite element analysis

鼓形齿联轴器的重要特点是可以在一定的轴倾角下将旋转运动和扭矩从一个旋转部件传递到另一个旋转部件,例如从一根轴传递到一对齿轮。与其他形式的挠性联轴器相比,由于其更高的承载能力,往往被用于工况复杂和重载下工作的传动轴连接,例如船舰^[1-2]、风电^[3]等的传动系统中。

随着内外齿轮副倾角的增加,轮齿受到的应力增加,承载能力下降,因此轮齿的弯曲强度和接触强度仍然是鼓形齿联轴器设计的重要指标。鼓形齿联轴器的承载接触分析方法包括解析法、数值法和试验法。解析法主要包括材料力学法和弹性力学法,很难考虑复杂的齿形、加工误差、装配误差以及轮齿磨损等因素的影响。Renzo 等通过假设某单齿受到的载荷与受载最大单齿的载荷的比,等于受载最大单齿的弹性变形和该单齿的分离距离之差,与受载最大单齿的弹性变形的比,推导了鼓形齿联轴器的齿间载荷分配^[4];基于 Renzo 等提出的齿间载荷分配模型,Guo 等研究了倾角对齿面载荷分布、扭矩对单齿最大载荷、修形量对单齿最大载荷和接触的齿数的影响规律^[5-6];魏家麒等基于 Alfares 的网格法进行了轮齿的几何接触分析,在此基础上,结合赫兹接触理论和变截面悬臂梁弯曲理论,完成了鼓形齿联轴器轮齿间的载荷分配^[7-8]。随着计算机技术的迅速发展,以有限元和边界元为代表的数值计算方法为鼓形齿联轴器的承载接触分析提供了一种方便可靠的研究方法。Keum 通过有限元方法研究了位移圆半径、齿数、模数的变化对鼓形齿联轴器的齿面接触应力的影响规律^[9];Guan 等建立了由 3 种不同加工方法进行修形的鼓形齿联轴器高精度有限元网格模型,采用有限元方法计算并对比了这 3 种模型在承载下得出齿面接触特性^[10];肖来元等应用边界元方法对鼓形齿联轴器的承载接触特性进行了分析,然后进行了试验验证^[11-12]。还有一些学者通过试验对鼓形齿联轴器的承载接触性能进行了研究。

Mura 等完成了直齿联轴器和鼓形齿联轴器在不同负载和倾角下的磨损试验,并对比分析了齿面磨损状况^[13-15];王东道对鼓形齿联轴器进行了承载接触试验,发现倾角达到最大短时间运转后,出现温升加剧、振动变强、噪音增大和轮齿两端磨损严重等现象^[17]。

位移圆半径作为控制鼓形齿鼓形量的一个重要加工参数,对鼓形齿联轴器承载能力有重要影响,然而很少有学者对其进行研究。合理设计位移圆半径可以有效改善鼓形齿联轴器在倾角下齿间载荷分配、齿面载荷分布,延长使用寿命。齿轮手册^[18]中的位移圆半径设计公式只考虑了联轴器尺寸,没有考虑工作倾角和扭矩的影响,而且只适用于分度圆直径 500 mm 以下的中小型联轴器。对于船用鼓形齿联轴器具有大尺寸和大扭矩的特殊要求,由于船体的颠簸,其倾角不断变化,设计时需要考虑不同的倾角,这将对其设计方法和必须满足的可靠稳定的工作性能提出极大的挑战。因此,本文研究主要考虑 0°和最大倾角两种边界工作条件,通过有限元分析和响应面设计,建立最优位移圆半径和鼓形齿联轴器结构参数、工况参数之间的关系,为大型船用鼓形齿联轴器工程设计提供理论基础。

1 鼓形齿联轴器有限元模型

为了准确地反映位移圆半径和倾角对鼓形齿联轴器承载接触性能的影响,必须建立高精度的有限元网格模型和准确的装配关系。通过调整砂轮沿进给运动方向的距离加工鼓形齿,插齿法加工内齿圈,具体齿面方程推导见参考文献[18]。鼓形齿齿面在自身坐标系 $S_h(x_h, y_h, z_h)$ 可以表示为 $\mathbf{R}_h^{(2)}(s, \theta_d)$, 其中 s, θ_d 分别表示成形砂轮的径向廓形参数以及周向廓形参数。内齿圈齿面在自身坐标系 $S_s(x_s, y_s, z_s)$ 下表示为 $\mathbf{R}_s^{(1)}(\varphi_g, l_g)$, 其中 φ_g, l_g 分别表示插齿刀加工内齿圈时的转角以及插齿刀齿面的齿向参数。

如图 1 所示,点 O_d, O_h 和 O_l 分别为成形砂轮

中心、鼓形齿中心以及位移圆中心。位移圆指的是以 O_1 为圆心、 R_{ds} 为半径的圆。此外, r_a 为鼓形齿齿顶球形半径。

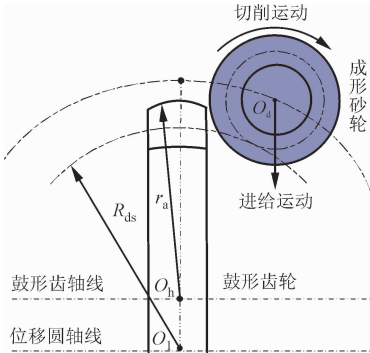
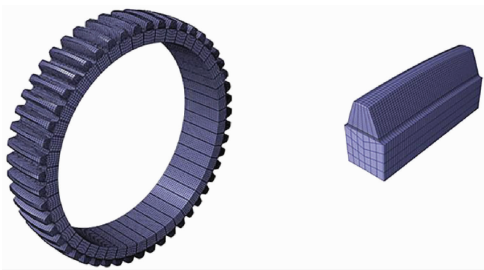


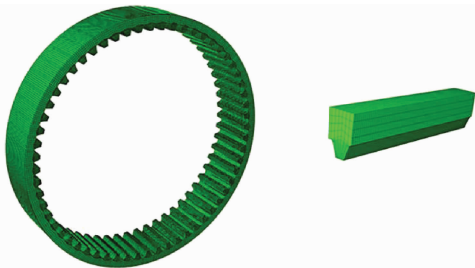
图 1 成形砂轮加工鼓形齿

结合上述齿面方程,按照六面体八节点单元对鼓形齿和内齿圈进行网格划分,并运用 Matlab 编写有限元网格模型,与先建立实体再划分网格模型的传统方法相比,精度更高。图 2、3 给出了鼓形齿与内齿圈的全齿和单齿有限元网格模型。



(a)全齿 (b)单齿

图 2 鼓形齿有限元网格模型



(a)全齿 (b)单齿

图 3 内齿圈有限元网格模型

鼓形齿和内齿圈的有限元网格模型建立后,按照倾角对其进行装配。装配坐标系如图 4 所示,坐标系 $S_f(x_f, y_f, z_f)$ 为固定坐标系, $S_t(x_t, y_t, z_t)$ 为误差坐标系, $S_{fl}(x_{fl}, y_{fl}, z_{fl})$ 为辅助坐标系, S_h 和 S_s 分别与鼓形齿和内齿圈固连,其中, z_h 和 z_s 分别表示鼓形齿和内齿圈的轴线方向。此外, θ 为鼓形齿齿轮和内齿圈轴线的夹角; φ_h 为鼓形齿齿轮绕 z_h

轴的转角; φ_h 为内齿圈绕 z_s 轴的转角; ΔE 为鼓形齿和内齿圈中心点之间的距离。

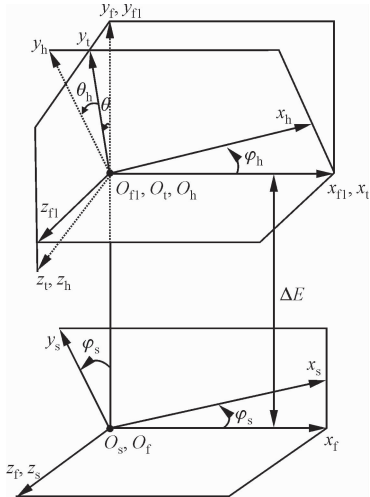


图 4 鼓形齿联轴器装配坐标系

内齿圈和鼓形齿的齿面方程在装配坐标系 S_t 下可表示为

$$\mathbf{R}_f^{(1)}(\varphi_g, l_g, \varphi_s) = \mathbf{M}_{ft} \mathbf{M}_{ftl} \mathbf{M}_{fls} \mathbf{R}_s^{(1)}(\varphi_g, l_g) \quad (1)$$

$$\mathbf{R}_f^{(2)}(s, \theta_d, \varphi_h) = \mathbf{M}_{ft} \mathbf{M}_{th} \mathbf{R}_h^{(2)}(s, \theta_d) \quad (2)$$

式中: $\mathbf{M}_{ft}$ 为坐标系 S_t 到坐标系 S_f 的坐标变换; $\mathbf{M}_{ftl}$ 为坐标系 S_{fl} 到坐标系 S_t 的坐标变换; $\mathbf{M}_{fls}$ 为坐标系 S_s 到坐标系 S_{fl} 的坐标变换; $\mathbf{M}_{th}$ 为坐标系 S_h 到坐标系 S_t 的坐标变换; $\Delta E=0$ 。

要进行鼓形齿联轴器的承载接触分析,仍需对其施加一定的边界条件:在鼓形齿中心处定义一个单节点六自由度的点单元,将鼓形齿轴孔面的节点与中心处的点单元刚性耦合,保留其 ROTZ 旋转自由度,约束其他自由度,在点单元上施加绕鼓形齿轴线的转矩 T ;对于内齿圈,轮缘节点施加全约束。

2 最优位移圆半径的设计准则

本节主要目标是确定最优位移圆半径的设计准则,使鼓形齿联轴器在 0° 至最大倾角范围内工作时具有较好的强度条件。以表 1 中的某大型船用鼓形齿联轴器为例,对其进行有限元分析。

位移圆鼓形齿的鼓形量与位移圆半径直接相关,位移圆半径越大,鼓形量越小,反之亦然。倾角为 0° 时,轮齿应力随着位移圆半径的增大而增大。倾角不为 0° 时,轮齿应力随着位移圆半径的增大而减小。在最大倾角 0.2° 时,鼓形齿齿面接触应力分布如图 5 所示。鼓形齿最上方的轮齿规定为 1 号轮齿,顺时针依次增加,直至 92 号轮齿,由于轮齿太多,无法一一展示齿面的接触应力分布,每隔 4 个轮

表 1 某大型船用鼓形齿联轴器结构参数及工况

参数	数值	
	鼓形齿	内齿圈
齿数	92	92
模数/mm	8	8
齿宽/mm	150	180
压力角/(°)	20	20
齿顶高系数	0.8	0.8
齿根高系数	1.05	0.8
极限倾角/(°)	0.2	
负载扭矩/ $10^4\text{ N}\cdot\text{m}$	175	

齿显示相应轮齿的齿面接触应力分布。当位移圆半径为 1 m 时,齿面在靠近齿宽中部接触;当位移圆半径增至 5 m 时,齿面在齿宽端部接触,并且仅有部分齿产生接触。因此,当联轴器在最大倾角 0.2° 工作时,接触区随着位移圆半径的增大,从齿宽中部到端部变化。当接触区太靠近齿宽端部时,产生边缘应力集中,接触应力会急剧增大。当最大倾角下的接触区靠近齿宽中部时,说明在该位移圆半径下,轮齿应力在最大倾角和 0° 倾角下分别达到最小值和最大值。反之,当最大倾角下的接触区靠近齿宽端部时,说明在该位移圆半径下,轮齿应力在最大倾角和 0° 倾角下分别达到最大值和最小值。因此,最大倾角下接触区的控制对于提高鼓形齿联轴器的强度很关键。为了更好地描述接触区的位置,定义印

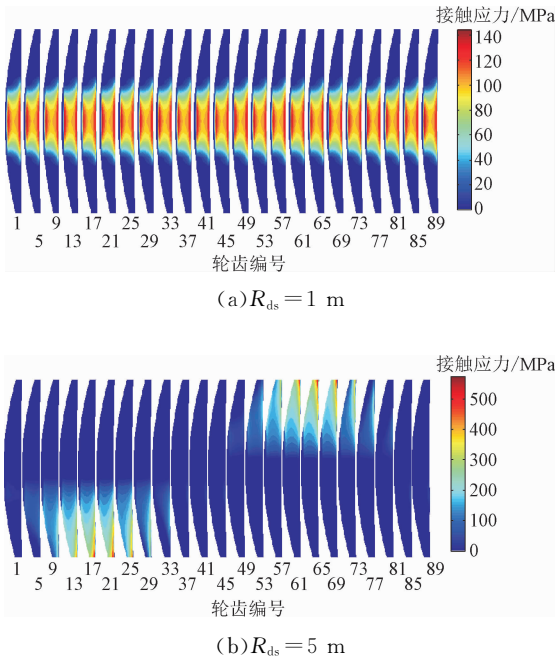


图 5 在倾角为 0.2° 时鼓形齿齿面接触应力分布

痕距离为最大接触应力点位置至最近齿端距离。采用表 1 所示鼓形齿联轴器参数,规定位移圆半径分别为 1、2、3、4、5、6、7 m,生成鼓形齿有限元模型,分别在 0° 和 0.2° 倾角时进行分析,得到最大应力以及印痕距离随位移半径变化的曲线,如图 6~8 所示。

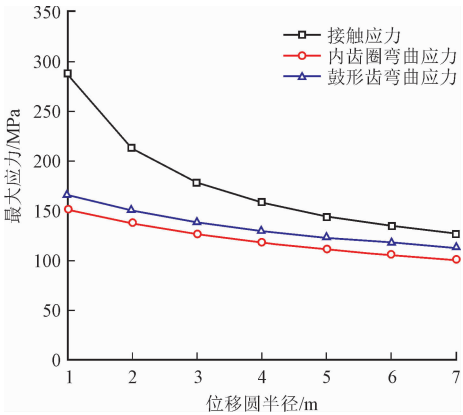


图 6 在倾角为 0° 时位移圆半径对最大应力的影响

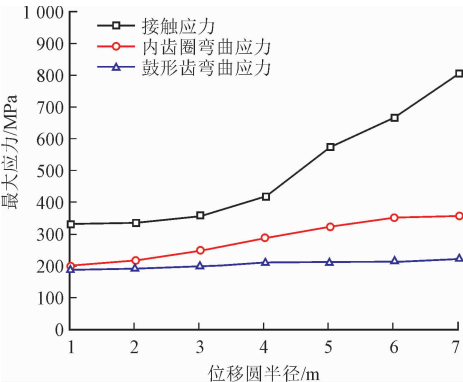


图 7 在倾角为 0.2° 时位移圆半径对最大应力的影响

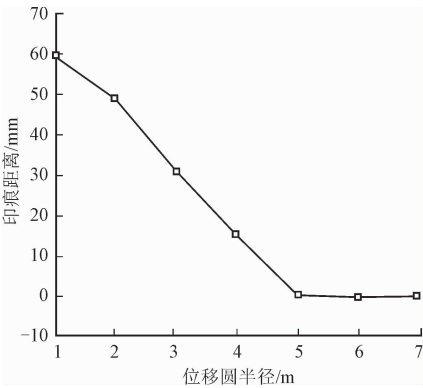


图 8 在倾角为 0.2° 时位移圆半径对印痕距离的影响

由图 6~8 可以看出,在印痕距离为 30 mm、鼓形齿联轴器在 0°~0.2° 倾角范围内工作时具有合理的最佳强度条件。联轴器齿宽为 150 mm,此时印痕距离为齿宽的 0.2 倍,选取印痕距离为 0.2 倍齿

宽时的位移圆半径为最优值。比较不同位移圆半径在最大倾角时的有限元分析结果,当印痕距离为齿宽的 0.2 倍时,该位移圆半径为最优。

3 最优位移圆半径的响应面模型

鼓形齿联轴器结构设计中最优位移圆半径与设计变量间通常表现为非线性隐式关系,很难用精确的数学函数来表达。若设计变量的任何修改均需进行大量的有限元数值模拟,时间成本消耗过大。因此,采用响应曲面法(RSM)^[19]近似表达设计变量与目标之间的关系,并应用于鼓形齿联轴器最优位移圆半径的设计中,试验设计的基本步骤如下。

步骤 1 试验设计。通过某种方法生成拟合模型所需要的数据,包含设计变量的数据和响应的数据。

步骤 2 拟合模型。一般采用二阶响应面模型构造近似模型。响应面方程生成后,还需对其拟合效果进行评估。如果结果不能满足预设的精度要求,可考虑用更高阶的响应面方程。

步骤 3 简化模型。基于各项效应及回归系数计算的显著性分析,删除模型中的不显著项。简化模型遵循以下原则:首先除去交互效应项,然后去平方项,最后去线性项,除掉不显著的平方项和线性项时,从显著性最差的开始一个一个地除去,因为平方项和线性项不是正交的,所以无法一次除去。

步骤 4 残差分析。模型是否需要改进的主要判断依据是残差诊断的结果。如果残差诊断是正常的,则说明该模型是正常的。

步骤 5 模型验证。如果验证试验结果的值落入较小误差范围内,则说明一切正常;否则,就要进一步分析发生错误的原因,改进模型。

3.1 试验设计

表 2 给出了大型船用鼓形齿联轴器参数的设计范围。扭矩越大,联轴器的尺寸就越大,所以结合扭矩的设计范围,给定了相应分度圆直径的设计范围,见表 3。

表 2 大型船用鼓形齿联轴器的参数设计范围	
参数	设计范围
模数/mm	8~12
齿数	70~100
分度圆直径/mm	700~900
齿宽系数	0.12~0.20
倾角/(°)	0.005~0.200
扭矩/10 ⁴ N·m	100~250

表 3 分度圆直径及相应扭矩的设计范围					
分度圆直径/mm	700~750	750~800	800~850	850~900	
扭矩/10 ⁴ N·m	100~180	120~200	140~220	160~250	

按照表 2、3 中联轴器参数的设计范围,采用比正交试验抽样方法空间填充能力更有效、拟合非线性响应更强的拉丁超立方(LHD)法进行抽样分组,采样数据见表 4。每组采用 4~5 种位移圆半径进行鼓形齿联轴器的有限元建模和分析,得到相应位移圆半径下的印痕距离。然后,根据最小二乘法拟合出在该组样本下位移圆半径和印痕距离之间的关系,得到印痕距离为 0.2 倍齿宽时的位移圆半径,作为本组样本的响应。表 4 中 FEM 结果一项为这 40 组样本的最优位移圆半径。

3.2 最优位移圆半径公式拟合

通过 LHD 方法完成对鼓形齿联轴器最优位移圆半径设计中相关参数的抽样(即拟合公式的设计变量),以及最优位移圆半径的计算。

由于样本中各参数的数量级差别较大,因此有必要对样本数据进行预处理:齿数 z 取对数,扭矩 T 取对数,齿宽 b 取对数,极限倾角 θ 先取倒数再取对数,最优位移圆半径取对数。其中齿宽为表 4 中齿宽系数和分度圆直径的乘积。该二阶响应面的回归方程如下

$$f = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i x_i + \sum_{i=1}^n \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{ij(i < j)} \beta_{ij} x_i x_j \quad (3)$$

式中: n 为设计变量总数; β_i 为多项式待定系数; $f = \ln R_{ds}$; $x_1 = \ln T$, $x_2 = \ln b$, $x_3 = m_n$, $x_4 = \ln(1/\theta)$, $x_5 = \ln z$ 。

为了检验生成的二阶多项式响应面模型的有效性和判断各项效应的显著性,表 5 给出了全模型的方差分析。其中, S_{adj} 为调整后的偏差的平方和; M_{adj} 为调整后的平均偏差平方和; F 值为 F 检验的统计量; P 值是对模型和模型的系数进行显著性检验得到的结果。

拟合的总效果判定系数 $R^2 = 99.79\%$,修正的判定系数 $R^2_{\text{adj}} = 99.59\%$,两者都接近于 100% ,相差不大,说明该模型是有效的。对应模型的 P 值为 0.00,小于 0.05,表明本模型总的效果是显著的。

在显著水平 $\alpha = 0.05$ 的情况下,观察各个项的 P 值是否小于 0.05,若小于 0.05,则该项为显著项;反之,则该项为非显著项。从表 5 中看出,交互效应 P 值为 0.512,大于 0.05,表明交互响应中的各项均为非显著项,线性项和平方项的 P 值为 0.00,小于

表 4 拉丁超立方方法采样数据

序号	扭矩/ 10 ⁴ N·m	倾角 /(°)	齿宽 系数	模数 /mm	齿数	FEM 最 优位移圆 半径/mm
1	100.0	0.070	0.17	8.44	85	8 704
2	108.8	0.200	0.19	9.12	77	2 867
3	117.6	0.005	0.18	8.66	85	37 346
4	126.4	0.160	0.14	8.00	91	3 190
5	135.2	0.020	0.13	8.22	85	17 514
6	144.8	0.110	0.20	10.00	72	6 111
7	153.6	0.130	0.16	9.56	74	4 329
8	162.4	0.040	0.15	9.78	76	13 339
9	171.2	0.090	0.12	8.88	83	5 891
10	180.0	0.180	0.16	9.34	80	3 676
11	120.0	0.070	0.17	8.59	89	10 835
12	128.8	0.200	0.19	9.51	79	3 550
13	137.6	0.005	0.18	8.89	88	39 287
14	146.4	0.160	0.14	8.00	97	3 626
15	155.2	0.020	0.13	8.30	90	18 493
16	164.8	0.110	0.20	10.70	72	6 149
17	173.6	0.130	0.16	10.11	75	4 580
18	182.4	0.040	0.15	10.40	76	13 339
19	191.2	0.090	0.12	9.19	86	6 163
20	200.0	0.180	0.16	9.81	82	3 759
21	140.9	0.070	0.17	9.14	89	9 884
22	148.8	0.200	0.19	10.12	80	3 536
23	157.6	0.005	0.18	9.46	88	44 688
24	166.4	0.160	0.14	8.50	97	3 995
25	175.2	0.020	0.13	8.82	91	18 767
26	184.8	0.110	0.20	11.40	72	7 235
27	193.6	0.130	0.16	10.76	75	4 669
28	202.4	0.040	0.15	11.08	76	15 327
29	211.2	0.090	0.12	9.78	86	6 694
30	220.0	0.180	0.16	10.44	81	3 590
31	160.0	0.070	0.17	9.50	91	11 029
32	169.9	0.200	0.19	10.59	81	3 897
33	179.8	0.005	0.18	9.86	90	48 591
34	189.7	0.160	0.14	8.80	100	4 204
35	199.6	0.020	0.13	9.15	93	23 623
36	210.4	0.110	0.20	12.00	73	7 050
37	220.3	0.130	0.16	11.30	76	5 295
38	230.2	0.040	0.15	11.65	77	15 333
39	240.1	0.090	0.12	10.21	87	7 093
40	250.0	0.180	0.16	10.94	82	4 069

表 5 全模型的方差分析结果

来源	自由度	S_{adj}	M_{adj}	F 值	P 值
模型	20	25.980 0	1.297 90	482.26	0.000
线性项	5	0.345 9	0.069 17	25.70	0.000
x_1	1	0.000 3	0.000 3	0.11	0.743
x_2	1	0.008 0	0.007 97	2.96	0.101
x_3	1	0.000 0	0.000 05	0.02	0.897
x_4	1	0.114 4	0.114 40	42.51	0.000
x_5	1	0.000 3	0.000 32	0.12	0.732
平方项	5	0.357 6	0.071 53	26.58	0.000
x_1^2	1	0.001 5	0.001 51	0.56	0.462
x_2^2	1	0.001 0	0.001 01	0.37	0.547
x_3^2	1	0.000 1	0.000 11	0.04	0.842
x_4^2	1	0.031 9	0.031 89	11.85	0.003
x_5^2	1	0.002 2	0.002 17	0.81	0.380
交互项	10	0.025 6	0.002 56	0.95	0.512
x_1x_2	1	0.005 9	0.005 94	2.21	0.153
x_1x_3	1	0.000 4	0.000 40	0.15	0.703
x_1x_4	1	0.001 0	0.001 03	0.38	0.544
x_1x_5	1	0.002 5	0.002 52	0.94	0.345
x_2x_3	1	0.003 9	0.003 88	1.44	0.244
x_2x_4	1	0.000 3	0.000 30	0.11	0.742
x_2x_5	1	0.000 8	0.000 82	0.31	0.586
x_3x_4	1	0.000 1	0.000 12	0.04	0.838
x_3x_5	1	0.001 4	0.001 44	0.53	0.474
x_4x_5	1	0.001 2	0.001 19	0.44	0.513
误差	19	0.031 9	0.001 7		
总计	38	26.011 9			

0.05,表明至少有一个线性项和一项平方项显著。

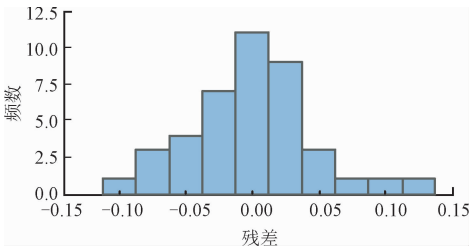
完成了上述方差分析后,进行步骤 3 来简化模型。按照简化模型的准则,去掉不显著项,得到简化后模型的方差分析结果,见表 6。

简化模型后,由于模型项数减少, R^2 通常会有微小的降低(99.79%降到 99.67%),但关键是看修正的 R^2_{adj} 是否有所提高。 R^2_{adj} 由 99.59% 提高到 99.62%,而且 $R^2=99.67\%$, $R^2_{\text{adj}}=99.62\%$,二者更加接近,可见除去不显著的项后,对模型是有改进的。

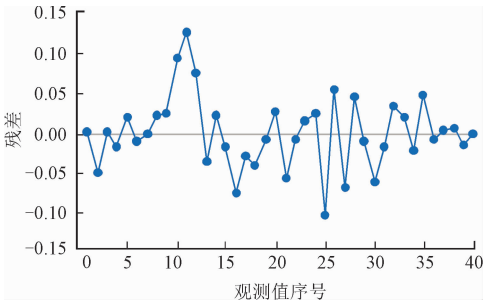
接着进行步骤 4 残差诊断,图 9 所示为 $\ln R_{\text{ds}}$ 的残差图。从残差直方图 4a 中可以看出,残差符合正态分布。由残差对于响应变量拟合值的散点图可以看出,残差随机地在水平轴(围绕 0)上下无规则地波动,残差没有出现“漏斗形”或“喇叭形”,说明模型正常。

表 6 简化模型的方差分析

来源	自由度	S_{adj}	M_{adj}	F 值	P 值
模型	6	25.962 88	4.321 1	1 727.78	0.000 0
线性项	4	23.102 00	5.775 5	2 309.31	0.000 0
x_2	1	0.233 10	0.233 1	93.22	0.000 0
x_3	1	0.028 60	0.028 6	11.44	0.000 2
x_4	1	19.679 60	19.679 6	7 868.80	0.000 0
x_5	1	0.071 90	0.071 9	28.75	0.000 0
平方项	2	0.747 10	0.373 5	149.36	0.000 0
x_3^2	1	0.020 90	0.020 9	8.34	0.007 0
x_4^2	1	0.746 70	0.7467	298.57	0.000 0
误差	33	0.049 62	0.001 5		
总计	39	26.011 90			



(a)直方图



(b)顺序

图 9 $\ln R_{\text{ds}}$ 残差图

通过残差的诊断分析,表明模型是符合要求的。根据计算结果提供的数值,回归方程如下

$$f = -1.77 + 0.628\,3x_2 + 0.433x_3 + 1.671\,4x_4 + 0.701x_5 - 0.019\,46x_d^2 - 0.144\,01x_4^2 \quad (4)$$

将 $f = \ln R_{\text{ds}}$ 、 $x_1 = \ln T$ 、 $x_2 = \ln b$ 、 $x_3 = m_n$ 、 $x_4 = \ln(1/\theta)$ 、 $x_5 = \ln z$ 代入式(4)可得

$$R_{\text{ds}} = 0.062\,7b^{0.628\,3}\theta^{-1.671\,4}z^{0.701} \cdot \exp(0.43m_n - 0.019\,46m_m^2 - 0.144\,01(\ln\theta)^2) \quad (5)$$

3.3 模型验证

为了对拟合公式的准确性进行验证,采用大倾角和小倾角下两个算例进行有限元分析,分别得到

这两个算例对应的最优位移圆半径(见表 7),然后与 RSM 方法计算出来的 R'_{ds} 进行对比。

表 7 最优位移圆半径响应面模型的算例验证

参数	数值	
	算例 1	算例 2
齿数	92	86
模数/mm	8	10
齿宽/mm	150	160
极限倾角/(°)	0.2	0.034 4
负载扭矩/ $10^4\text{ N}\cdot\text{m}$	175	249
FEM 最优位移圆半径/mm	3 000	20 570
RSM 最优位移圆半径/mm	3 165	19 786
RSM 最优位移圆半径误差/%	5.5	3.8

由表 7 可以看出,与 FEM 方法计算得到的位移圆半径相比,算例 1 和算例 2 通过 RSM 方法计算得到的最优位移圆半径误差分别为 5.5% 和 3.8%,误差较小。因此,该响应面模型是正确的,预测结果可信。

4 结 论

针对船用鼓形齿联轴器具有大尺寸、大扭矩、工况复杂等问题,研究主要考虑 0° 和最大倾角两种边界工作条件,通过有限元分析和响应面设计,建立了最优位移圆半径和结构参数、工况参数之间的函数关系,得到以下结论。

(1)当鼓形齿联轴器在 0° 至最大倾角范围内工作时,接触区从齿宽中部到端部变化。当接触区太靠近齿宽端部时边缘应力集中,接触应力急剧增大。

(2)当鼓形齿联轴器在 0° 倾角下工作时,最大应力随位移圆半径增大而减小;当鼓形齿联轴器在最大倾角 0.2° 下工作时,最大应力随位移圆半径增大而增大。综合考虑,选取印痕距离为 0.2 倍齿宽时的位移圆半径为最优值。

(3)大型船用鼓形齿联轴器的最优位移圆半径主要受最大倾角影响,其次是结构尺寸、负载扭矩的影响。

(4)用 FEM 和 RSM 方法分别计算了大倾角和小倾角下的最优位移圆半径,与 FEM 方法相比,RSM 方法的结果的误差为 5.5% 和 3.8%,误差较小。因此,该响应面模型预测的结果可信。

参考文献:

[1] LOCKE S R, CORCORAN J P, THORP J, et al.

- Coupling credible failure modes and owner options to intervene [C]//Proceedings of the 42nd Turbomachinery Symposium. Texas: Texas A&M University, 2013: 1-30.
- [2] 余放, 王明为. 舰船减速齿轮装置的加工与设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2009: 174-179.
- [3] GUO Y, LAMBERT S, WALLEN R, et al. Design evaluation of wind turbine spline couplings using an analytical model; NREL/CP-5000-63507 [R]. Golden, Colorado, USA: National Renewable Energy Laboratory, 2015: 1-12.
- [4] RENZO P C, KAUFMAN S, DE ROCKER D E. Gear couplings [J]. Journal of Engineering for Industry, 1968, 90(3): 467-474.
- [5] GUO Yi, KELLER J, ERRICHELLO R, et al. Gear-box reliability collaborative analytic formulation for the evaluation of spline couplings; NREL/CP-5000-60637 [R]. Golden, Colorado, USA: National Renewable Energy Laboratory, 2013: 1-40.
- [6] GUO Y, LAMBERT S, WALLEN R, et al. Theoretical and experimental study on gear-coupling contact and loads considering misalignment, torque, and friction influences [J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 98: 242-262.
- [7] 魏家麒, 张开林, 姚远. 具有轴间倾角的鼓形齿联轴器啮合状态及受力分析 [J]. 机械传动, 2015, 39(9): 1-6.
- WEI Jiaqi, ZHANG Kailin, YAO Yuan. Meshing state and force analysis of the crown gear coupling with inter-axial tilt angle [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015, 39(9): 1-6.
- [8] ALFARES M A, FALAH A H, ELKHOLY A H. Clearance distribution of misaligned gear coupling teeth considering crowning and geometry variations [J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(10): 1258-1272.
- [9] KEUM B. Analysis of 3-D contact mechanics problems by the finite element and boundary element methods [D]. Cincinnati, OH, USA: University of Cincinnati, 2003: 25-34.
- [10] GUAN Yabin, YANG Xiaohui, FANG Zongde, et al. Comparative analysis of three geometric models for crown gear coupling [J]. Mechanism and Machine Theory, 2019, 136(6): 269-283.
- [11] 肖来元, 廖道训, 易传云. 共轭鼓形齿联轴器多齿接触数值分析与实验 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2004, 32(2): 61-63.
- XIAO Laiyuan, LIAO Daoxun, YI Chuanyun. The numerical analysis of the multi-tooth contact in crown gear couplings and its experimental research [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Nature Science Edition), 2004, 32(2): 61-63.
- [12] 肖来元, 易传云, 傅国祥. 基于最大拉应变理论的共轭鼓形齿面裂纹研究 [J]. 华中理工大学学报(自然科学版), 1997, 25(3): 54-56.
- XIAO Laiyuan, YI Chuanyun, FU Guoxiang. A study of cracking on the conjugate crowned tooth flank with the theory of maximum tensile strain [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 1997, 25(3): 54-56.
- [13] CUFFARO V, CURA F, MURA A. Experimental investigation about surface damage in straight and crowned misaligned splined couplings [J]. Key Engineering Materials, 2013, 577/578(9): 353-356.
- [14] CURA F, MURA A. Evaluation of the fretting wear damage on crowned splined couplings [J]. Procedia Structural Integrity, 2017, 5(1): 1393-1400.
- [15] QURESHI W, CURA F, MURA A. Prediction of fretting wear in aero-engine spline couplings made of 42CrMo₄ [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2017, 231(24): 4684-4692.
- [16] 王东道, 沈伟斌. 鼓形齿联轴器的试验 [J]. 机车车辆工艺, 2006, 42(1): 35-37.
- [17] 齿轮手册编委会. 齿轮手册 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 1151-1166.
- [18] GUAN Yabin, YANG Xiaohui, FANG Zongde, et al. Tooth contact analysis of crown gear coupling with misalignment [J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 126(8): 295-311.
- [19] 闵亚能. 实验设计(DOE)应用指南 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2011: 80-90.

(编辑 武红江)