

文章编号:1009-3087(2013)04-0084-06

多层过盈联接的设计方法

王建梅,康建峰,陶德峰,黄讯杰,唐亮

(太原科技大学 教育部重型机械工程技术研究中心,山西 太原 030024)

摘要:为提高多层过盈联接件的使用性能和工作可靠性,基于传统设计方法提出了一种新的设计方法。以锁紧盘为研究对象,按照由里往外的次序采用厚壁圆筒理论与Lame方程对主轴与轴套接触面进行计算,采用轴套校核方法对轴套与内环接触面进行计算以及采用内环受力分析对内、外环接触面进行计算。与传统设计方法相比,提出的方法全面考虑各设计参数的影响,计算所得结果与实际模拟的结果规律相符,误差小且精度较高。最后通过实验验证了锁紧盘能够传递实际运转过程中承受的载荷,满足设计给定的工况要求。

关键词:多层过盈联接;设计方法;锁紧盘;有限元法

中图分类号:TH131.7;TK83

文献标志码:A

Design Method for Multi-layer Interference Fit

WANG Jian-mei, KANG Jian-feng, TAO De-feng, HUANG Xun-jie, TANG Liang

(Heavy Machinery Eng. Research Center of Education Ministry, Taiyuan Univ. of Sci. and Technol., Taiyuan 030024, China)

Abstract: In order to improve the performances and work reliability of the multi-layer interference connection parts, based on traditional design methods, an improved design method was given. In accordance with the order from the inside to the outside, thick-wall cylinder theory and the Lame equation were used to calculate the pressure and interference fit amount of spindle-to-bushing contact surface. The checking method of the bushing was used to calculate the bushing-to-inner ring contact surface, and the inner-ring stress analysis method was used to calculate the inner-to-outer ring contact surface. Compared with traditional design method, the proposed method fully takes into the consideration of the influences of various design parameters, and the calculated results coincide with the actual simulation results, the error is smaller and the accuracy is higher. Ultimately, the test was also designed to verify whether the shrink disk could bear the load or not during the actual operation, and the results showed that it could meet the requirements of given loadcase.

Key words: multi-layer interference fit; design method; shrink disk; FEM

过盈联接是利用零件间的过盈配合来实现联接,与键、销、螺钉联接的机械传动相比,具有结构简单、对中性好、承载能力强等优点,主要应用于重型机械、起重机械、船舶、机车及通用机械。

国内外已有学者进行了相关研究。过盈配合的传统设计方法是基于一些参数推荐表,通常使用Lame方程建立2维弹性载荷应力分析^[1]。对于扁挤压筒的设计是将圆挤压筒的Lame公式进行一些修正,并运用有限元进行了初步的优化设计^[2]。传统的过盈联接设计忽视了设计参数实际存在的分散

性,由此深入分析过盈量、结合直径和结合长度对过盈联接可靠性影响^[3-4]。此后,又采用过盈体积来度量实际过盈效果^[5]。上述研究较多是针对单层过盈连接,但是随着工程实际的需要,许多采用双层或多层过盈联接结构以实现传动。对于这类结构,传统设计计算公式并不适用。为了提高过盈联接的精确性和工程实际应用的可靠性,作者以锁紧盘为例对多层过盈联接进行了研究,基于传统设计方法提出了一种新的多层过盈联接设计方法,同样也适用于过盈硬接触面较为复杂或其他类似结构的弹性环设计。

1 设计计算

如图1所示,锁紧盘共有3处过盈接触面。其工作原理是通过螺栓拧紧力矩转化而成轴向力使外环与内环挤压,由外往里以实现轴套与主轴的过盈

收稿日期:2013-02-03

基金项目:国家青年科学基金资助项目(51205269);山西省自然科学基金资助项目(2012011018-2)

作者简介:王建梅(1972—),女,教授,博士后。研究方向:摩擦学;先进制造技术。E-mail:wjmhdb@163.com

联接。内环与外环呈阶梯型圆锥过盈配合,长圆锥面完成扭矩传递,短圆锥面起到辅助过盈。过盈配合的最终目的是通过接触面压强来评价过盈能力的可行性^[6]。所以,检验是否符合要求主要以接触面的压强为准,过盈量可作为辅。

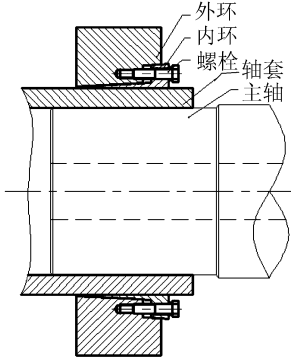


图1 锁紧盘结构示意图

Fig.1 Structure of shrink disk

采用传统方法进行多层过盈联接设计时,是将各接触面所传递载荷等同于主轴传递的载荷计算出各接触面的压强,并与材料所允许的最大压强比较,最终完成多层过盈联接的设计与校核。

采用传统设计方法可能出现以下情况:第一,对于多层过盈联接件工况比较恶劣,运转过程中各接触面所传递的载荷与主轴传递的载荷并非相同,长期运转后产生材料失效引发严重故障;第二,按照各接触面传递相同载荷计算所得最小压强远大于材料的屈服强度,与实际情况不尽相符,同时还造成材料的浪费。因此,为了提高多层过盈联接件工作性能的可靠性,提出一种新的设计方法。

根据锁紧盘初始设计尺寸和所要求传递的载荷,进行设计与校核,其基本思路如下:

1) 主轴与轴套接触面

根据被包容件所要求传递的扭矩 T 和轴向力 F_a ,采用式(1)可计算出主轴与轴套接触面的最小压强 p_{min1} :

$$p_{min1} = \frac{\sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\mu_1 \pi dl} \quad (1)$$

式中, d 为主轴与轴套接触面的配合直径, l 为接触面的配合长度, μ_1 为接触面的摩擦因数。

2) 轴套与内环接触面

根据实际工作中轴套的受力,假设轴套内表面受 p_{min1} 作用,外表面受 p_{min2} 作用。按照重型机械设计标准^[7]中关于轴套校核公式可计算轴套与内环接触面所需的压强 p_{min2} :

$$p_{min2} = p_{min1} + \frac{\Delta d_0 E \left(1 - \left(\frac{d_2}{d_3}\right)^2\right)}{2d_2} \quad (2)$$

式中, Δd_0 为轴与轴套的配合间隙, E 为轴套的弹性模量。

3) 内环与外环接触面

对内环进行受力分析,可计算出长圆锥面的接触面压强。如图2所示,内环长、短圆锥面分别受到正压力(w_1, w_s),摩擦力(f_1, f_s),螺栓的轴向力 F_{sa} 和轴套对内环的作用力 N 。

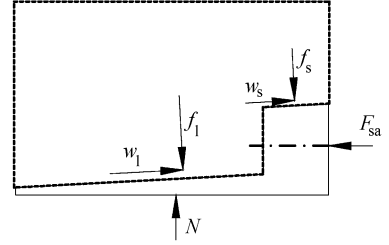


图2 内环受力分析图

Fig.2 Stress analysis of inner ring

在竖直方向上由受力平衡可得:

$$N = (w_1 + w_s) \cos \beta - (f_1 + f_s) \sin \beta \quad (3)$$

长、短圆锥面的摩擦与正压力之间有:

$$f_1 = \mu_2 w_1, f_s = \mu_2 w_s \quad (4)$$

根据轴套与内环接触面的压强可得:

$$N = p_{min2} \pi d_3 l_f \quad (5)$$

由式(3)~(5)可得圆锥接触面压力之和 $w_1 + w_s$:

$$w_1 + w_s = \frac{p_{min2} \pi d_3 l_f}{\cos \beta - \mu_2 \sin \beta} \quad (6)$$

式中, μ_2 为圆锥过盈面的摩擦系数, β 为内环半倾角, l_f 为内环与轴套接触面轴向长度。

根据锁紧盘的尺寸和螺栓拧紧时内环的推进行程,可推导出 w_1 和 w_s 的比值。假设内环的推进行程为 A ,长圆锥面的过盈量为 $\delta_l = A \times \tan \beta$,短圆锥面的过盈量为 δ_s 。内环与外环长圆锥面的平均直径为 d_{ml} 。

$$\text{长圆锥面直径比 } q_{al} = \frac{d_{ml}}{d_4}, q_{il} = \frac{d_1}{d_{ml}}.$$

$$\text{长圆锥面被包容件系数 } C_{il} = \frac{1 + q_{il}^2}{1 - q_{il}^2} - \nu_5, \text{ 包容}$$

$$\text{件系数 } C_{al} = \frac{1 + q_{al}^2}{1 - q_{al}^2} + \nu_6.$$

$$\text{长圆锥面的系数 } C_l = C_{al} + C_{il}.$$

$$\text{同理,短圆锥面的系数 } C_s = C_{as} + C_{is}.$$

根据过盈量计算公式,可以得出长、短圆锥面压强的比值:

$$\frac{\delta_s}{\delta_l} = \frac{p_s \times C_s \times d_{ms}}{p_l \times C_l \times d_{ml}} \Rightarrow \frac{p_s}{p_l} = \frac{\delta_s \times C_l \times d_{ml}}{\delta_l \times C_s \times d_{ms}}.$$

由 $w = \frac{p\pi d_m l}{\cos \beta}$ 得:

$$\frac{w_s}{w_l} = \frac{\pi p_s d_{ms} l_s}{\pi p_l d_{ml} l_l} = \frac{\delta_s C_l l_s}{\delta_l C_s l_l} \quad (7)$$

式中, l_l 为长圆锥面的平均长度, l_s 为短圆锥面的平均长度。

由于内环长圆锥面起主要过盈,是传递扭矩和轴向力的依托,短圆锥面主要起辅助过盈,故计算长圆锥面的接触压强为:

$$p_{\min 3} = \frac{w_l \cos \beta}{\pi d_{ml} l_l} \quad (8)$$

传递负载所需最小过盈量

$$\delta_{\min 3} = p_{\min 3} d_{ml} \left(\frac{C_{il}}{E_{il}} + \frac{C_{al}}{E_{al}} \right) \quad (9)$$

式中: C_{il} 为系数, $C_{il} = \frac{d_{ml}^2 + d_1^2}{d_{ml}^2 - d_1^2} - \nu_1$; C_{al} 为系数, C_{al}

$$= \frac{d_4^2 + d_{ml}^2}{d_4^2 - d_{ml}^2} + \nu_2; E_{il} \text{ 为被包容件的等效弹性模量}; E_{al}$$

为包容件外环的弹性模量。

根据材料不发生塑性变形,按第四强度理论可得内环与外环接触面的最大压强 p_{\max} 。

被包容件的最大压强

$$p_{\max 1} = \frac{1 - (d_1/d_{ml})^2}{2} \sigma_{s5} \quad (10)$$

包容件的最大压强

$$p_{\max 2} = \frac{1 - (d_{ml}/d_4)^2}{\sqrt{3 + (d_{ml}/d_4)^4}} \sigma_{s6} \quad (11)$$

式中, σ_{s5} 、 σ_{s6} 分别为被包容件与包容件的等效屈服强度。

联接件不产生塑性变形的最大结合压力 p_{\max} 为 $p_{\max 1}$ 和 $p_{\max 2}$ 中较小者。

内环与外环接触面的最大过盈量

$$\delta_{\max 3} = p_{\max} d_{ml} \left(\frac{C_{il}}{E_{il}} + \frac{C_{al}}{E_{al}} \right) \quad (12)$$

在水平方向由受力平衡可得螺栓轴向拉力:

$$F_{Sa} = (w_l + w_s) \sin \beta + (f_l + f_s) \cos \beta \quad (13)$$

将式(4)代入(5)可得:

$$F_{Sa} = \frac{p_2 \pi d l_f (\tan \beta + \mu_2)}{1 - \mu_2 \tan \beta} \quad (14)$$

由螺栓轴向拉力 F_a 即可得单个螺栓所需拧紧力矩:

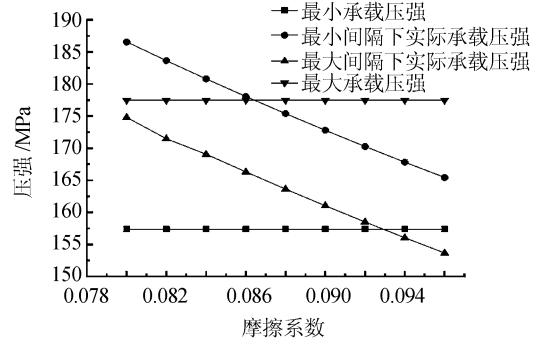
$$M_t = k \frac{F_{Sa} d_0}{n} \times 10^{-3} \quad (15)$$

式中, d_0 为螺栓的直径, n 为螺栓数量, k 为螺栓拧紧力系数,可通过查阅机械设计手册获得。

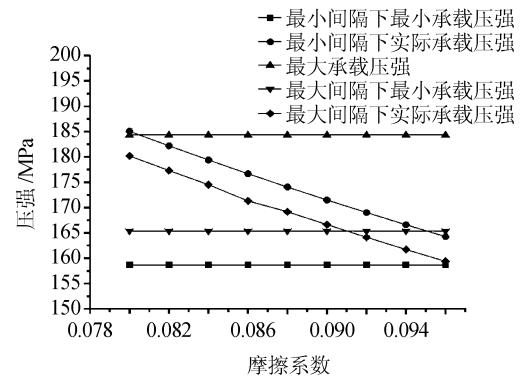
2 设计参数

2.1 摩擦系数

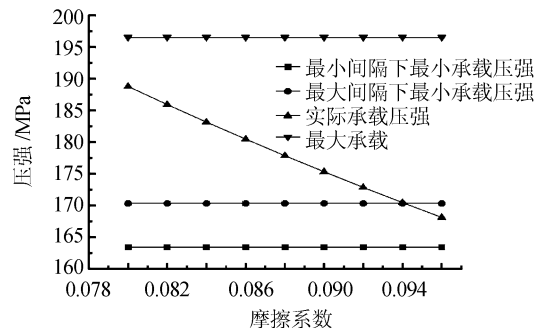
早期研究了表面光洁度对过盈配合的影响,结果表明较高的表面光洁度能提高过盈联接的承载性能^[8]。从本文设计方法可知,摩擦系数对接触面的压强影响很大。选取的摩擦系数过大,则计算所得螺栓拧紧力矩大于实际所需值,造成螺栓杆和螺纹塑性变形或断裂;选取过小,则将小于实际所需值,外环达不到设计行程将无法传递额定扭矩。图3分别给出了内、外环在最大间隙、最小间隙时不同摩擦系数对各接触面压强的影响。在设计时,建议圆锥过盈面摩擦系数选取范围为(0.085, 0.091)。



(a) 主轴与轴套接触面



(b) 轴套与内环接触面



(c) 内环与外环接触面

图3 不同摩擦系数对各接触面压强的影响

Fig. 3 Influence of with different friction coefficients on the pressure contact surface

2.2 配合间隙

过盈联接件安装初始阶段,主轴与轴套接触面、轴套与内环接触面均为间隙配合,装配后各接触面配合间隙消除并形成过盈配合。在结构设计上研究过盈配合时必须考虑合适的配合公差^[9]。由式(2)可知,配合间隙直接影响轴套外表面所需压强的计算,从而影响螺栓强度的校核。图4给出了不同配合间隙对轴套与内环接触面、内环与外环接触面压强的影响。所以,选取配合公差时,应充分考虑配合间隙对各接触面压强的损耗。

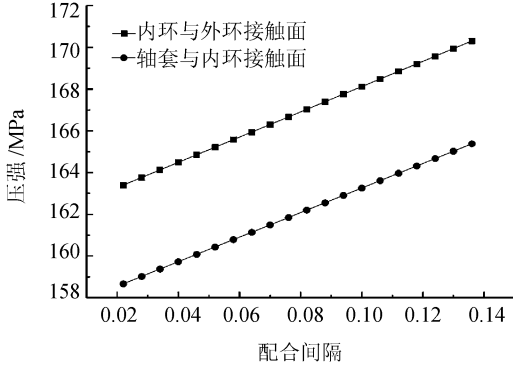


图4 不同配合间隙对各接触面压强的影响

Fig.4 Influence of different fit clearances on the pressure of contact surface

3 结果分析

以某型号锁紧盘为例,其基本参数如表1所示。采用传统方法和本文方法进行设计计算,如表2所示,分别给出了2种不同方法所得各接触面的压强。

表1 锁紧盘基本参数

Tab.1 Basic parameters of shrink disk

参数	数值
主轴内径 d_1 /mm	70
主轴外径 d_2 /mm	520
轴套外径 d_3 /mm	640
外环外径 d_4 /mm	1 020
主轴、内环和外环弹性模量 E_1 /GPa	210
主轴、内环和外环泊松比 ν_1	0.3
轴套弹性模量 E_2 /GPa	180
轴套泊松比 ν_2	0.28
主轴与轴套摩擦系数 μ_1	0.15
轴套与内环接触长度 l_1 /mm	254
主轴与轴套接触长度 l_2 /mm	$1.1 \times l_1$
内环长、短圆锥面长度 l_1, l_s /mm	209, 55
内环的半倾角 $\beta/^\circ$	3
主轴传递额定扭矩 T_0 /(kN·m)	2 800
螺栓的拧紧力 M_t /Nm	1 640
螺栓的数量与直径 $n \times d$ /mm	$28 \times \phi 30$

表2 2种不同方法所计算的各接触面压强

Tab.2 Calculated pressure of the respective contact surfaces of different methods

计算方法	主轴与轴套/MPa	轴套与内环/MPa	内环与外环/MPa
传统设计	157.37	114.28	158.37
本文设计	157.37	165.37	170.30

为了验证本文方法相比传统的设计方法更为精确,考虑到各接触面均为非线性接触,采用 Abaqus/Explicit 软件模拟多层过盈联接装配过程^[1,3,10],并且通过实验进一步验证设计方法的正确性。单元类型选择线性减缩积分单元 C3D8R,外套与内环接触面摩擦系数为 0.09,内环与轴套接触面、轴套与主轴接触面摩擦系数均为 0.15,外环、内环、主轴弹性模量为 210 GPa,轴套弹性模量为 180 GPa,组件材料泊松比分别为 0.28、0.3,密度均为 7 800 kg/m³。外环、内环、轴套和主轴网格大小依次为 10、5、8、9 mm。各接触面的压强云图分别如图5所示。

如图6所示,分别比较了3种方法计算各个接触面的压强。过盈配合面接触压力沿轴向方向是不断变化的^[11-13]。在配合面两端存在应力集中,应力和接触压力均高于解析解,而对于配合面中部区域有限元解和解析解相近。

表3 不同计算方法所得各接触面压强的相对误差

Tab.3 Relative error of different calculated methods for pressure of the respective contact surfaces

计算方法	主轴与轴套/%	轴套与内环/%	内环与外环/%
传统设计	0.05	34.86	14.83
本文设计	0.05	5.73	8.41

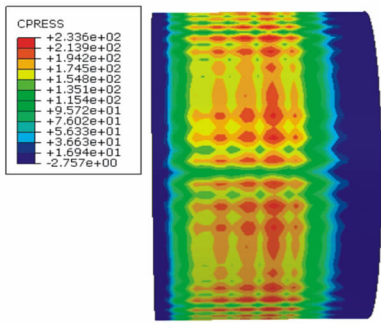
根据模拟锁紧盘动态装配过程所得的数据,运用数值分析方法,可得出主轴与轴套接触面的平均压强为 157.45 MPa,轴套与内环为 175.43 MPa,内环与外环为 185.94 MPa。

将传统方法和本文方法的所得各接触面压强与模拟方法所得的结果进行对比,计算出2种方法的相对误差 E_r :

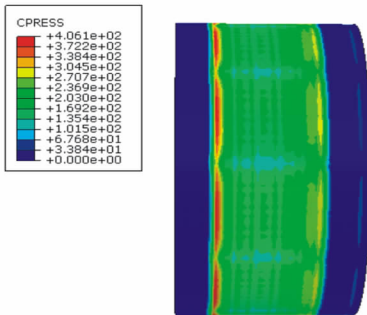
$$E_r = \frac{|X - T|}{T} \times 100\% \quad (16)$$

式中, X 为理论计算结果, T 为数值模拟结果。

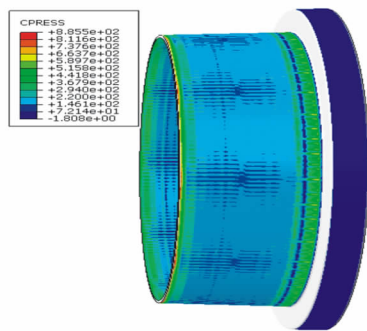
通过对3种不同方法计算结果比较可知,作者提出的设计方法计算出的接触面压强由里往外呈现依次增大的趋势,与数值模拟计算的结果相同,并且与比传统计算方法更接近于数值模拟计算结果,更切合实际,具有更高的可靠性。



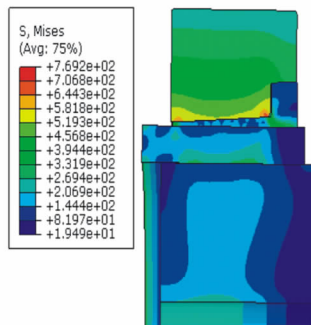
(a) 主轴应力云图



(b) 轴套应力云图



(c) 内环应力云图

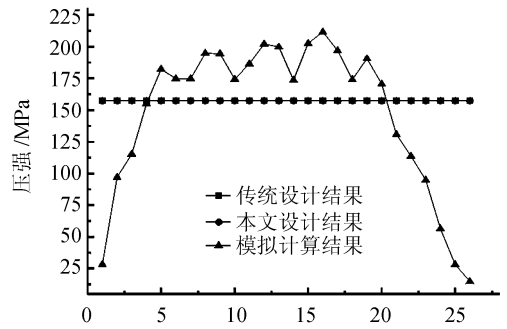


(d) Mises 应力云图

图5 锁紧盘各零部件的应力云图

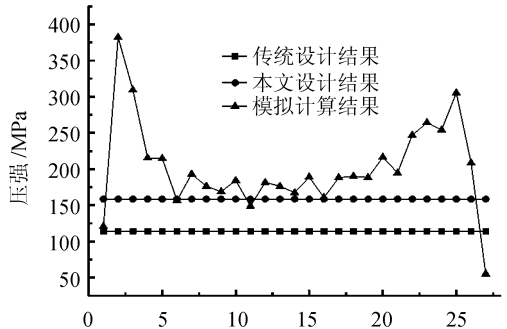
Fig. 5 Stress cloud of various parts for shrink disk

如图7所示,为了验证锁紧盘能否承受所要求传递的载荷,开发了试验装置对锁紧盘进行了现场性能测试。通过液压缸逐次给支撑杆施加一定的扭矩,然后保持一定时间,查看各接触面之间是否存在周向滑动,以验证锁紧盘能否满足给定的工况要求。所测实验数据如表4所示,结果表明该型号的锁紧盘能够满足实际运转过程中承受的载荷。



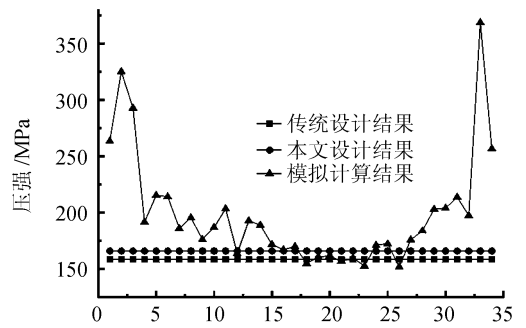
主轴与轴套接触面轴向节点号

(a) 主轴与轴套接触面



主轴与轴套接触面轴向节点号

(b) 轴套与内环接触面



内环与外环长接触面轴向节点号

(c) 内环与外环接触面

图6 不同方法计算所得的各接触面压强

Fig. 6 Calculated pressure of the respective contact surfaces of different methods

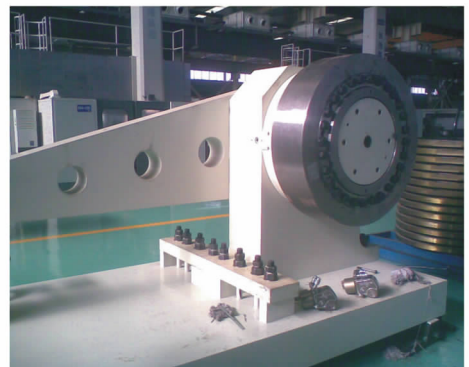


图7 锁紧盘试验台

Fig. 7 Test bench of the shrink disk

表4 静扭矩检测数据

Tab.4 Static torque detection data

扭矩值 $T/(kN \cdot m)$	施加载荷 P/MPa	实际载荷 P_1/MPa	压板向上 偏移 S/mm	保压时间 t/min
$0.3T_0$	13	13	0.1	3
$0.5T_0$	22	22	0.4	3
$0.7T_0$	31	31	0.6	3
$0.8T_0$	36	36	1	3
$0.9T_0$	40	40	2.5	3
T_0	45	45	2.7	3
$1.3T_0$	50	50	2.9	3

注:主轴传递额定扭矩 $T_0 = 2\ 800\ kN \cdot m$, 见表1。

4 结 论

1) 基于传统设计方法提出了一种新的多层过盈联接的改进设计方法。该方法与传统设计方法、数值模拟方法的计算结果进行了对比,结果表明:本文方法与传统设计方法相比,与数值模拟方法计算结果的规律比较吻合,计算误差小且精度高,更加符合工程设计要求。

2) 采用 Abaqus/Explicit 软件模拟多层过盈联接装配过程,过盈接触面压强沿轴向是不断变化的,并且在两端存在应力集中,应力和接触压力均高于解析解,而对于配合面中部区域有限元解和本方法计算结果相近。

3) 基于锁紧盘试验台,向主轴施加一定扭矩,实验表明,锁紧盘能够满足实际运转过程中承受的载荷。

参考文献:

[1] Zhang Y, McClain B, Fang X D. Design of interference fits via finite element method[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2000, 42(9): 1835 - 1850.

[2] Feng Qihong, Liu Quankun, Hu Longfei. Structural design of flat extrusion container based on multi-objective optimization[J]. China Mechanical Engineering, 2006, 17(17): 1850 - 1853. [冯秋红,刘全坤,胡龙飞.基于多目标优化的扁挤压筒结构设计[J].中国机械工程,2006,17(17): 1850 - 1853.]

[3] Teng Ruijing, Zhang Yubin, Zhou Xiaojun, et al. Mechanical properties and design method of cylindrical interference fit[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(13): 160 - 166. [滕瑞静,张余斌,周晓军,等.圆柱面过盈连接的力学特性及设计方法[J].机械工程学报,2012,48(13): 160 - 166.]

[4] Chen Lian. Study on reliability design method for interference fit[J]. China Mechanical Engineering, 2005, 16(1): 28 - 32. [陈连.过盈联接可靠性设计研究[J].中国机械工程,2005,16(1):28 - 32.]

[5] Liu Baoqing, Dong Huimin. Research on the interference assembly based on surface digital model[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(8): 941 - 945. [刘宝庆,董惠敏.基于曲面模型的过盈连接的研究[J].中国机械工程,2009,20(8):941 - 945.]

[6] Croccolo D, De Agostinis M, Vincenzi N. Static and dynamic strength evaluation of interference fit and adhesively bonded cylindrical joints[J]. International Journal of Adhesion & Adhesives, 2010, 30(5): 359 - 366.

[7] 中国重型机械工业协会,《重型机械标准》编写委员会.重型机械标准[M].昆明:云南科技出版社,2007.

[8] Mascle C, Balazinski M, Mhenni A B. Effect of roughness and interference on torque capacity of a shrink fitted[J]. International Journal of Advanced Manufacturing System, 2011, 13(1): 143 - 158.

[9] Zhang H W, Liao A H, Wu C H. Numerical simulation of contact problems in vane machinery by a parametric quadratic programming method[J]. Archive of Applied Mechanics, 2007, 77(6): 421 - 437.

[10] Truman C E, Booker J D. Analysis of a shrink-fit failure on a gear hub shaft assembly[J]. Engineering Failure Analysis, 2007, 14(4): 557 - 572.

[11] Shu Tonglin, Miao Dehua, Wu Ying. The calculation on assembly pressure and problem of strength for structures of interference fit with ledge[J]. Engineering Mechanics, 1991, 8(2): 81 - 89. [舒同林,苗德华,武瑛.具有外伸端的过盈配合结构的装配压强计算与强度问题[J].工程力学,1991,8(2):81 - 89.]

[12] Miao Dehua, Shu Tonglin, Zhang Dongjun. The study of the assembly stresses over and above field of the lame problem for interference fit construction[J]. Engineering Mechanics, 1994, 11(1): 45 - 51. [苗德华,舒同林,张东峻.非拉梅问题的过盈配合结构装配应力的研究[J].工程力学,1994,11(1):45 - 51.]

[13] Wei Yangang. Research on stress analysis and contacting edge effect for interference fit joint of hub[J]. Journal of Machine Design, 2004, 21(1): 36 - 39. [魏延刚.轴毂过盈联接的应力分析和接触边缘效应[J].机械设计,2004,21(1):36 - 39.]