

文章编号: 1004-4353(2019)03-0268-04

薄壁套筒类零件磨削夹具的设计 及其可靠性分析

杜风娇, 刘建刚

(武夷学院 机电工程学院, 福建 南平 354300)

摘要: 为提高薄壁类零件的加工精度, 利用蛇形弹簧受轴向力产生径向膨胀而夹紧零件的原理设计了一套薄壁套筒类零件磨削夹具. 对夹具中的螺栓拧紧力矩与蛇形弹簧的轴向力之间的关系进行研究显示, 当蛇形弹簧所受轴向力为 5 000 N 时, 螺栓所需拧紧的力矩为 309.46 N·m. 利用 Workbench 软件对夹具中螺栓拧紧力矩(309.46 N·m)的工作状态进行有限元分析表明, 夹具所使用的材料可满足其性能要求; 蛇形弹簧应力集中处为 $\Phi 25$ 轴径处, 蛇形弹簧过盈配合处($\Phi 36$ 内径)胀紧变形为 0.007 mm, 最大应变为 0.000 51, 最大应力为 101.79 MPa; 蛇形弹簧膨胀接触处为套阀阀芯变形最大处, 最大径向变形量为 0.002 1 mm、最大应力为 25.22 MPa、最大应变为 0.000 13. 对夹具进行可靠性分析表明, 其应力可靠度为 100%.

关键词: 夹具; 薄壁芯轴; 有限元; 可靠度

中图分类号: TG75

文献标识码: A

Design and feasibility analysis of grinding fixture for thin-walled parts

DU Fengjiao, LIU Jiangang

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Wuyi University, Nanping 354300, China)

Abstract: In order to improve the machining precision of thin-walled parts, a set of clamping fixture is designed by means of radial expansion of serpentine springs. A thin-walled sleeve-type grinding tool is designed by using the principle that the serpentine spring is radially expanded by the axial force to clamp the part. When the axial force of the serpentine spring is 5 000 N, the tighten torque required for bolts is 309.46 N·m. The finite element analysis of the working state of the bolt tightening moment of 309.46 N·m in the fixture shows that the material used in the fixture can meet its performance requirements. At the stress concentration of the serpentine spring is at the diameter $\Phi 25$, the expansion deformation of the serpentine spring in the interference fit (the inner-diameter of $\Phi 36$) is 0.007 mm, the maximum strain is 0.000 51, and the maximum stress is 101.79 MPa; The expansion contact of the serpentine spring is the maximum deformation of the valve spool, and the maximum radial deformation of the valve spool is 0.002 1 mm, the maximum stress is 25.22 MPa, and the maximum strain is 0.000 13. The reliability analysis of the fixture shows that the stress reliability is 100%.

Keywords: fixture; thin-walled mandrel; finite element; reliability

薄壁零件在磨削外圆加工过程中, 因其刚度较低, 易产生变形, 因而质量难以保证. 为了保证

薄壁类零件的加工精度, 一些研究者提出了使用夹具来保证其加工精度的方法. 例如: 马廷辉^[1]设

收稿日期: 2019-04-19

作者简介: 杜风娇(1987—), 女, 工程师, 研究方向为夹具设计、机械传动.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51565016); 福建省中青年骨干教师教育科研项目(JAT170588); 武夷学院校级课题(XL201802)

计了一种普通车床磨削加工薄壁通用胀套式简易心轴自动定心夹具,该夹具可有效提高生产效率和产品质量;黄华宾^[2]针对异形腔薄壁壳体零件的加工特征,设计了一种新型的工装夹具,该夹具可有效提高装卸工件的效率。目前,研究者对薄壁套筒类零件磨削夹具的研究大多只是针对其设计方案和效率等方面^[3-4],而对螺栓的拧紧力矩及其可靠度研究得较少。基于此,本文以液压凿岩机套阀阀芯的某一薄壁类零件为研究对象,设计一套薄壁类零件夹具,并通过仿真验证本文方法的可靠性。

1 夹具设计

1.1 工艺要求

图 1 为套阀阀芯产品示意图。由图 1 可知,Φ36、Φ40、Φ42、Φ44 的外圆表面需要有较高的同轴度和较低的粗糙度。Φ36、Φ40、Φ42、Φ44 表面的加工工艺图如图 2 所示。由图 2 可知,产品的设计要求为:套阀阀芯内径(Φ42)为定位基准 A,Φ40 和 Φ44 的外圆相对 A 基准的同轴度为 0.01,Φ40 和 Φ44 的外圆表面粗糙度为 0.4 μm。

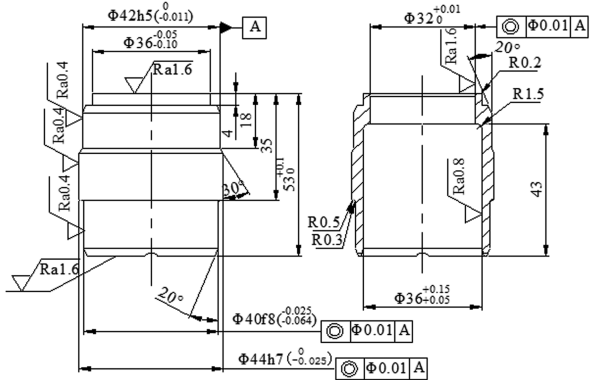


图 1 套阀阀芯产品示意图

1.2 夹具的设计原理和组装

本文设计夹具的原理^[5-6]为:蛇形弹簧受轴向力产生径向膨胀,径向膨胀使蛇形弹簧与套阀阀芯内孔产生过盈配合,以此达到夹紧工件的目的。夹具的组成主要包括:芯轴、垫块 1、垫块 2、蛇形弹簧、垫块 3、螺母 M12、压板。其中芯轴的材料为 45 # 钢,经热处理后其硬度为 38~43 HRC;垫块 1、垫块 2、垫块 3 和压板的材料为 45 # 钢,热处理后其硬度为 35~40 HRC;蛇形弹簧为 65Mn 的优

质弹簧钢,经热处理后其达到 45~48 HRC 的硬度。夹具的装配示意图如图 3 所示。

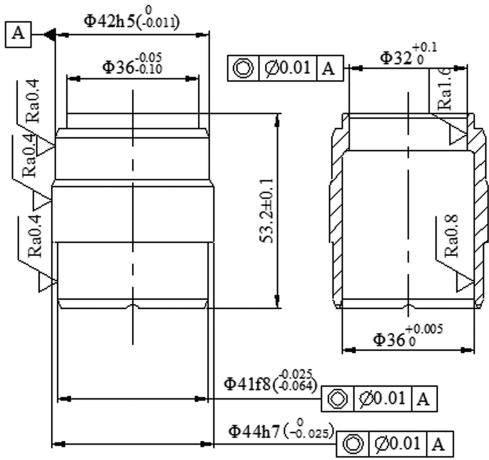


图 2 套阀阀芯加工工艺图

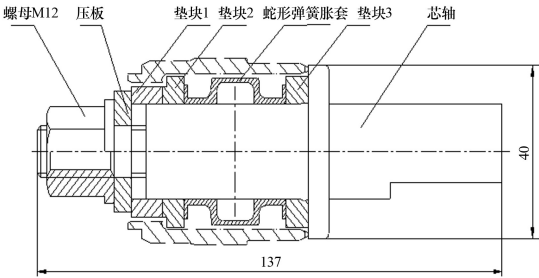


图 3 夹具装配示意图

蛇形弹簧(图 4)为夹具的关键零件,其最大外径尺寸为 Φ36。为保证夹具使用的稳定性,本文在设计蛇形弹簧时,将其左、右两端面的平行度和粗糙度分别设置为 0.002 mm 和 1.6 μm,将内圆的粗糙度设置为 0.4 μm,外圆 Φ36 处的圆跳动值设置为 0.02 mm。

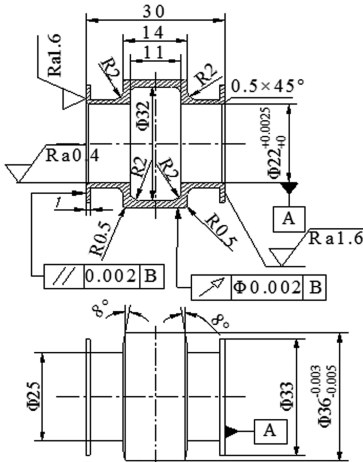


图 4 蛇形弹簧示意图

1.3 夹具使用步骤

夹具的使用步骤如下：①将垫块 3、蛇形弹簧、垫块 2 和垫块 1，依次装夹在芯轴直径为 Φ22 的位置上；②将步骤 1 安装好的芯轴总成（垫块 3、垫块 1、垫块 2 和芯轴）与套阀阀芯进行装配，压板安装在芯轴左端；③利用扭力扳手设置所需的力矩，向右锁紧螺母 M12；④使蛇形弹簧与工件之间达到过盈配合，保证薄壁芯轴的加工精度。

2 仿真分析

根据夹具的使用方法，本文首先利用三维软件 Creo3.0 对夹具进行建模，然后将模型导入 Workbench 软件中进行有限元仿真^[7-8]。仿真步骤为：添加材料属性，添加约束、载荷，分析计算，结果分析。

2.1 添加材料属性

在 Workbench 软件中，将蛇形弹簧设置为 65Mn^[9]，将套阀阀芯设置为 40Cr，其他零件设置为 45 号钢。

2.2 添加约束、载荷

螺栓拧紧力矩-轴向力的关系表达式^[10]为：

$$M = \left[\frac{2(R^3 - r^3)f}{3(R^2 - r^2)} + \frac{d_2 \operatorname{tg}(\lambda + \rho)}{2} \right] F = \left[\frac{2(R^3 - r^3)f}{3(R^2 - r^2)} + \frac{d_2(t \cos \beta + f' \pi d_2)}{2(\pi d_2 \cos \beta - t f')} \right] F.$$

式中： M 为螺栓拧紧力矩(N·m)； F 为螺栓轴向力(N)； d_2 为 M12 粗牙螺纹中径， $d_2 = 10.863 \text{ mm}$ ； λ 为螺纹升角(°)， $\lambda = \arctg(t/d_2)$ ， t 为螺距(mm)， $\lambda = 60^\circ$ ； f 为螺母与被连接件支撑面间的摩擦系数， $f = 0.2$ ； ρ 为螺旋副的当量摩擦角， $\rho = 24.8^\circ$ ； $\operatorname{tg} \rho$ 为螺旋副的当量摩擦系数， $\operatorname{tg} \rho = f' / \cos \beta$ ； β 为三角型螺纹半角， $\beta = 30^\circ$ ； f' 为螺旋副间的摩擦系数； R 为 M12 粗牙螺纹大径， $R = 12 \text{ mm}$ ； r 为 M12 粗牙螺纹小径， $r = 10.106 \text{ mm}$ 。

由上式计算，可得芯轴右端面螺母的拧紧力矩为 $M = 309.46 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，轴向力为 5 000 N。在芯轴与磨床安装的圆柱面(Φ22)上添加固定约束，在右端面螺母与蛇形弹簧的接触面上添加轴向力 5 000 N，同时将蛇形弹簧分别与套阀阀芯和芯轴建立接触对，如图 5 所示。

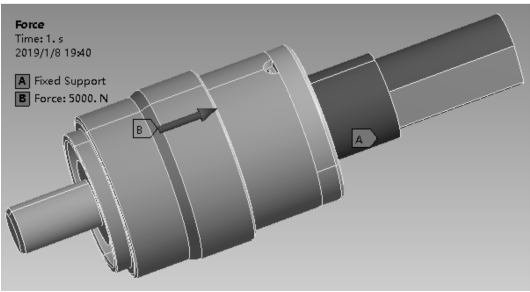


图 5 添加约束、载荷的示意图

3 仿真结果与分析

仿真所得的蛇形弹簧的应力图、变形图、应变图如图 6—图 8 所示。由图 6—图 8 可知：蛇形弹簧(Φ25 轴径处)的应力峰值为 101.79 MPa，蛇形弹簧过盈配合处(Φ36 内径)的变形峰值为 0.007 mm，蛇形弹簧的胀套应变值为 0.00051。蛇形弹

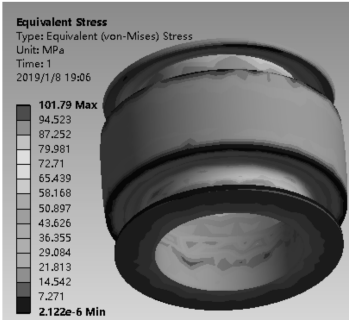


图 6 蛇形弹簧应力图

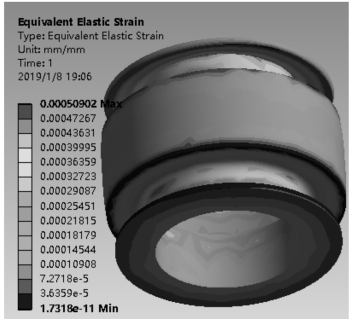


图 7 蛇形弹簧总变形图

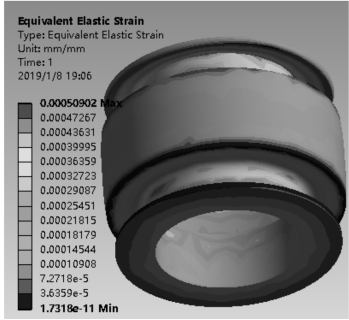


图 8 蛇形弹簧应变图

簧胀套所使用材料(65Mn)的屈服极限为 430 MPa;因此,可知蛇形弹簧所使用的材料(65Mn)不会发生塑性破坏,即材料满足设计要求。

仿真所得的套阀阀芯的应力图、变形图、应变图如图 9—图 11 所示。由图 9—图 11 可知,套阀阀芯的应力峰值出现在套阀阀芯与蛇形弹簧的(Φ36)配合处,其值为 25.22 MPa;套阀阀芯的径向变形峰值为 0.002 1,套阀阀芯的径向应变峰值为 0.000 13。套阀阀芯所用材料(40Cr)的屈服极限为 430 MPa,套阀阀芯所用材料(40Cr)的应变峰值允许范围为 0~0.17,因此可知材料满足设计要求。

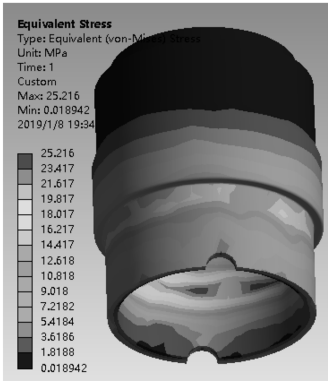


图 9 套阀阀芯应力图

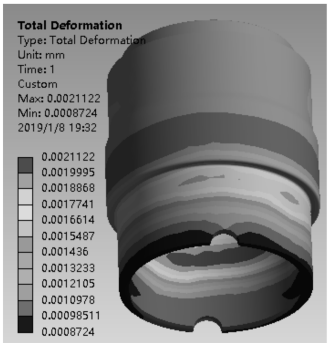


图 10 套阀阀芯变形图

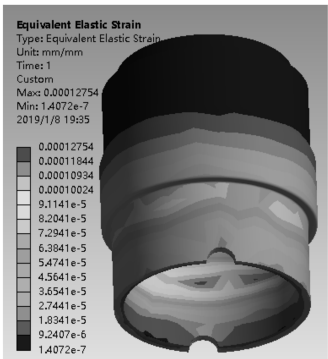


图 11 套阀阀芯应变图

由图 7 和图 10 可知,当蛇形弹簧受到 309.46 N·m 的螺栓拧紧力矩时,其与套阀阀芯(Φ36)处产生过盈配合,此时蛇形弹簧产生的径向变形量为 0.007,套阀阀芯产生的径向变形量为 0.002 1。由于蛇形弹簧与套阀阀芯之间本身拥有 0.003 的配合间隙,再加上蛇形弹簧还存在微量的轴向变形,所以使得蛇形弹簧的径向变形量比套阀阀芯的径向变形量大 0.001 9,这与实际工况相符。

4 夹具可靠性分析

4.1 套阀阀芯磨削的可靠性分析

由套阀阀芯过盈配合时产生的应力为 25.22 MPa(图 9),套阀阀芯与蛇形弹簧的接触面面积为 1583.36 mm²(图 4),可计算出蛇形弹簧与套阀阀芯膨胀夹紧时的径向压力 F (胀紧力)为 15.93×10^3 N。依据文献[11],本文将套阀阀芯与蛇形弹簧之间的摩擦系数设置为 0.2,由此得到套阀阀芯与蛇形弹簧之间的摩擦力为 3.19×10^3 N。当套阀阀芯磨削量为 0.001 mm 时,外圆磨削产生的磨削力仅为 200 N(经验值)。因套阀阀芯与蛇形弹簧之间的摩擦力远大于外圆磨削时产生的摩擦力,所以磨削过程不会产生打滑现象。

4.2 蛇形弹簧应力的可靠性分析

蛇形弹簧应力的标准正态分布的计算公式^[12]为:

$$z = -\frac{\mu_F - \mu_s}{\sqrt{\sigma_F^2 + \sigma_s^2}}$$

式中: μ_F 为材料的许用强度, $\mu_F = 430$ MPa; μ_s 为零件的所受应力, $\mu_s = 41.99 \sim 36.35$ MPa; σ_s 为应力分布标准差($\sigma_s = 0.08\mu_s = 3.359 2$ MPa^[14]); σ_F 为标准差, $\sigma_F = 26.24$ 。由上式可得 $z = -14.91$ 。根据正态分布表^[13]可知,蛇形弹簧的应力可靠度为 100%,失效率为 0。

5 结论

对螺栓拧紧力矩与轴向力之间的关系进行计算表明,当蛇形弹簧所受轴向力为 5 000 N 时,螺栓所需拧紧的力矩为 309.46 N·m。对夹具模型进行仿真实验表明,本文设计的薄壁套筒类零件

进一步考虑这些因素对模型的影响,以建立一个更加合理的热流密度优化模型.

参考文献:

[1] AWREJCEWICZ J, GRZELCZYK D. Modeling and simulations of the clutch dynamics using approximations of the resulting friction forces[J]. International Journal of Structural Stability & Dynamics, 2013,13(7):707-715.

[2] 吴国宽,李玄玄,甘道辉,等.汽车干式双离合器热负荷及热保护研究[J].轻型汽车技术,2015(4):23-29.

[3] 杨昭.双离合器自动变速器动力学建模及仿真研究[D].长春:吉林大学,2007.

[4] 卜玉帅.干式双离合器建模与仿真分析[D].沈阳:沈阳理工大学,2017.

[5] 熊玉杰,席军强,翟涌,等.干式离合器摩擦片表面温度测量与分析[J].广西大学学报(自然科学版),2016,41(2):451-459.

[6] 《机械设计手册》编委会.机械设计手册[M].北京:机械工业出版社,2007:158.

[7] 王望予.汽车设计[M].北京:机械工业出版社,2009:52-77.

[8] 可帅.某型号自动变速器离合器参数化设计与分析[D].贵阳:贵州大学,2017.

[9] MIRJALILI S, MIRJALILI S M, LEWIS A. Grey wolf optimizer[J]. Advances in Engineering Software, 2014,69(3):46-61.

[10] 龙文,蔡绍洪,焦建军,等.一种改进的灰狼优化算法[J].电子学报,2019,47(1):169-175.

[11] 姚鹏,王宏伦.基于改进流体扰动算法与灰狼优化的无人机三维航路规划[J].控制与决策,2016,31(4):701-708.

(上接第 271 页)

磨削夹具的应力可靠度为 100%,因此本文结果对保证薄壁类零件的制造精度具有很好的参考价值.因条件限制本文在研究中未能在夹具装配之后进行动平衡实验,因此今后我们将对本文方案开展动平衡实验,以检验夹具在工作中是否会因振动而使套阀阀芯表面产生波纹,进而对其进行相应改进.

参考文献:

[1] 马廷辉.普通车磨机床加工薄壁套通用胀套式简易心轴的研究与设计[J].河北农机,2018,12(9):72-83.

[2] 黄华宾.薄壁壳体液压自制工装的设计[J].金属加工(冷加工),2018,12(12):48-50.

[3] 吴拓.机床夹具设计[M].北京:机械出版社,2009:60-61.

[4] 全西琳,张明魁.薄壁零件的车削加工精度概述[J].机械制造与研究,2006,6(5):66-68.

[5] 陈德兰.控制薄壁零件变形的工艺措施[J].装备制造技术,2010,12(6):119-120.

[6] 王青城.一种薄壁衬套加工及其夹具设计[J].工艺与检测,2011,12(5):97-98.

[7] 李莲芝,杨卓娟,王东明.弹簧胀套有限元分析及其制造工艺[J].吉林工程技术师范学院学报,2009,25(8):70-73.

[8] 李利民.弹性胀套的有限元分析及在检具中的应用[J].大众科技,2012,14(7):160-161.

[9] 温秉全.金属材料手册[M].北京:电子工业出版社,2009:8-81.

[10] 林水福,余公藩.螺栓拧紧力矩-轴向力关系研究[J].航空标准化与质量,1991,12(6):16-19.

[11] 范凤仙.加工薄壁零件的弹性胀紧夹具[J].制造·材料,1999,434(38):61-62.

[12] 孙靖民.现代设计方法[M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2003:49-51.

[13] 孙恒.机械原理[M].北京:高等教育出版社,2016:58-62.

[14] 芮延年.现代可靠性设计[M].北京:国防工业出版社,2006:4-10.