

基于圆柱弹簧的试验止扭技术研究及试验验证*

随静萍, 张坤, 谭云杰, 张建波, 邓志芳, 钟佳明, 刘平, 林能铨
(中国航发湖南动力机械研究所 株洲, 412002)

摘要 针对现有航空发动机轴类零件扭转疲劳试验运用止扭技术的不足,提出了基于圆柱弹簧的试验止扭方案。以目前采用止扭液压缸的相关参数为设计输入条件,进行了基于圆柱弹簧止扭装置(elastic anti-twist device,简称EATD)的工程设计和计算分析,并开展了基于圆柱弹簧的试验止扭装置的标定试验、工程验证试验。研究结果表明,该试验止扭装置较传统装置采用单元体设计简化了结构,止扭精度提高了数倍,安装时间节约了近12 h/人以上。因此,基于圆柱弹簧的试验止扭技术具有显著工程应用价值。

关键词 传动主轴;扭转疲劳试验;圆柱弹簧;止扭技术
中图分类号 V216.3

引言

主轴是各类传动机械中的重要传扭零件,也是航空发动机及直升机传动系统的关键件,其故障往往由轴类零件的结构设计、材料、加工及热处理等出现缺陷所引起^[1-2]。由于很难进行仿真分析及准确模拟,故主轴的疲劳寿命试验是判定轴类零件是否合格、能否定型的重要依据^[3-5]。轴类零部件主要承受的疲劳载荷为振动扭矩^[4-7],在进行疲劳试验时,如何有效止扭决定了轴类零件加载的准确性,因此止扭技术是主轴疲劳寿命验证试验的关键。

在航空发动机及直升机传动系统各类主轴扭转疲劳试验中,主要采用了销钉刚性止扭、静摩擦止扭、叠片装置止扭^[8]及多液压缸联合止扭等技术。其中:销钉刚性止扭技术、静摩擦止扭技术均存在销轴磨损后附加轴向载荷大、严重影响试验件轴向加载的情况;叠片装置止扭结构过于复杂,止扭结构占用空间大,存在附加轴向载荷大、控制难度大等问题;多液压缸联合止扭技术存在安装工作量较大、止扭不均匀及试验过程需高压油源支持等问题。由于液压缸止扭具有通用性,故其在航空发动机及直升机传动系统关键零部件的各类传动主轴的疲劳寿命试验中应用较多。

鉴于传统止扭技术存在以上缺陷,笔者提出了基于圆柱弹簧的试验止扭技术,并对其可行性进行了相关试验验证。

1 设计与验证

1.1 止扭技术方案设计

EATD由弹簧套筒、前/后端盖、弹簧杆、伸缩杆、连接耳和压紧螺母等部件以及圆柱弹簧、关节轴承和螺钉等标准件组成单元体结构,弹簧止扭装置结构如图1所示。其通过多个该装置形成力偶进行止扭,各止扭装置的力通过压缩弹簧产生。弹簧止扭装置止扭应用示意图如图2所示。

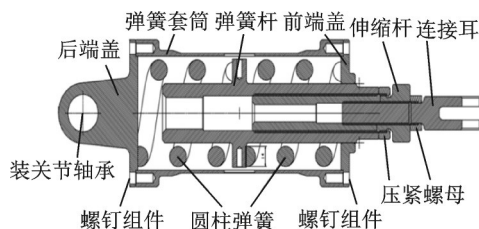


图1 弹簧止扭装置结构图

Fig.1 Structure diagram of EATD

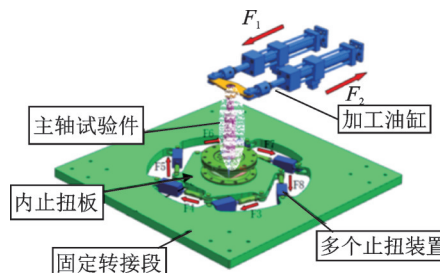


图2 弹簧止扭装置止扭应用示意图

Fig.2 One schematic diagram for application of EATD

* 科技重大专项资助项目(779608000000200007)

收稿日期:2023-01-01;修回日期:2023-07-20

弹簧止扭装置具体结构如下:把两个圆柱弹簧及弹簧杆封闭在图1所示前后端盖及弹簧套筒组成的腔体中,后端盖装关节轴承以连接固定工装,伸缩杆的外反螺纹旋入弹簧杆中,连接耳外正螺纹旋入伸缩杆中,连接耳通过关节轴承连接主轴试验件的止扭工装。其中,弹簧杆中间凸起的盘结构隔开两端的圆柱弹簧以实现止扭装置可承受拉/压双向载荷,弹簧的安装初始状态为稍压紧状态以保证止扭力过零时不出现冲击,伸缩杆内/外螺纹旋向相反使其入弹簧杆中的长度可在连接耳角向位置不变的情况下依据试验安装需要自由伸缩,伸缩杆前后有压紧螺母以保证试验过程中止扭装置不发生松动。为保证弹簧止扭装置使用寿命无限长,在弹簧套筒壁设有限位结构,规定限制弹簧止扭装置最大设计载荷力为选用圆柱弹簧标称最大工作载荷的75%。

1.2 弹簧止扭装置工程设计

目前,发动机轴类零部件扭转疲劳试验常用的止扭液压缸参数为:止扭液压缸可产生的最大力载荷为±10 kN;止扭装置外径不大于120 mm(止扭液压缸最大截面直径);止扭安装轴向距离最小可为80 mm;止扭液压缸质量不大于6 kg;动态止扭精度不大于3%^[9];使用寿命为无限寿命。将以上参数为初始边界开展弹簧止扭装置工程设计。

1.2.1 标准件的选取

1) 关节轴承。为达到替换现有止扭液压缸使用的目的,止扭装置后端盖安装的关节轴承与现有止扭液压缸一致,采用GEU12DEIT型关节轴承,该轴承为钢-聚四氟乙烯织物衬垫型自润滑关节轴承,

其相关参数如下:外径为26 mm;内径为12 mm;径向额定动载限制值为64 kN。参考文献[10-11]对在弹簧止扭装置最大载荷使用情况下的关节轴承寿命进行了评估计算,得到关节轴承寿命为 1.4×10^8 次载荷循环,即为无限寿命,满足弹簧止扭装置工程设计要求。

关节轴承初始润滑寿命为

$$L = \alpha_k \alpha_t \alpha_p \alpha_v \alpha_z \frac{K_M C_d}{v P}$$

其中: α_k 为载荷特性寿命系数; α_t 为温度寿命系数; α_p 为载荷寿命系数; α_v 为滑动速度寿命系数; α_z 为润滑寿命系数; K_M 为与摩擦副材料有关的系数; C_d 为基本额定动载; v 为平均滑动速度; P 为当量动载荷。

2) 圆柱弹簧。根据弹簧止扭装置工程设计总要求,并考虑到初始压缩量,初步确定圆柱弹簧可产生最大力载荷应大于10 kN,最大位移大于10 mm,弹簧自由高度应尽可能短。依据相关弹簧标准^[12],初步选取几个型号弹簧的相关参数对比如表1所示。

相关分析如下:A型圆柱弹簧轴向长度的2倍已超越最小止扭空间长度限制(350 mm),故排除;D型圆柱弹簧直径方向如考虑到弹簧套筒及套筒安装空间,则将远超过止扭装置直径限制(120 mm),故排除;B,C型圆柱弹簧载荷、位移及空间要求均满足初始要求,但C型较B型使弹簧止扭装置重1 kg以上,考虑到使用方便性,最终确定采用B型圆柱弹簧。材料选用碳素弹簧钢丝^[13],冷卷制造精度为2级^[14]。圆柱弹簧的寿命可依据具体受载情况参考文献[15]进行评估。

表1 几个型号弹簧相关参数对比

Tab.1 Comparison for related parameters of several types of cylindrical springs

圆柱弹簧型号	直径/mm	中径/mm	最大工作载荷/N	自由高度/mm	最大变形量/mm	刚度/(N·mm ⁻¹)	质量/g
A	12	50	6 891	180	36	193	1 454
B	14	60	10 627	82	15	703	1 017
C	16	65	14 642	90	16	943	1 440
D	18	75	18 068	105	18	983	2 102

1.2.2 非标件的设计与分析

依据已选定关节轴承、圆柱弹簧的相关尺寸,设计了弹簧止扭装置其他零件:弹簧套筒、前/后端盖、弹簧杆、伸缩杆、连接耳及压紧螺母等。弹簧止扭装置方案模型如图3所示,其最大直径为102 mm,最小止扭空间长度为332 mm,质量为5.83 kg(非标件

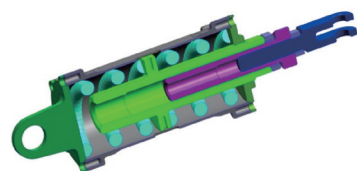


图3 弹簧止扭装置方案模型

Fig.3 Design model of EATD

材料按结构钢计算),最大止扭力载荷为±10 100 N (安装状态圆柱弹簧的轴向长度为 81.25 mm),均满足设计要求。

为使非标件使用寿命达到无限寿命要求,以最大止扭力载荷 10 100 N 为条件,对主要承力零件进行了有限元仿真分析,弹簧止扭装置主要承力零件应力分布如图 4 所示。主轴扭转疲劳试验工装常用钢材的相关性能对比如表 2^[16]所示,各材料均能满足无限使用寿命要求。综合考虑成本等因素,最终选取 45# 钢棒材为非标件加工材料。

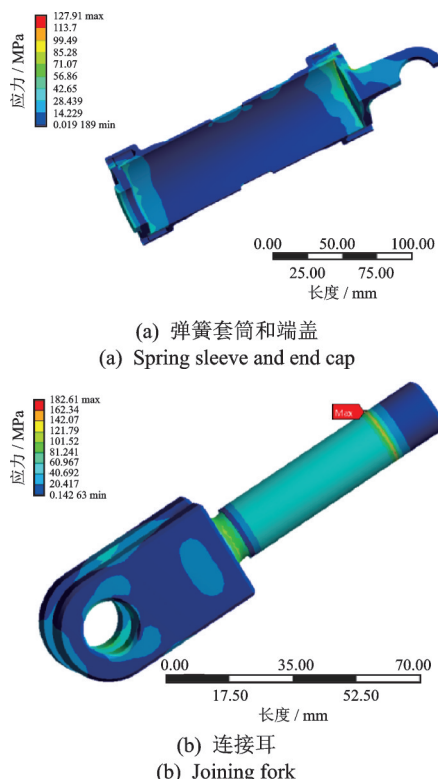


图 4 弹簧止扭装置主要承力零件应力分布
Fig.4 Stress distribution of main load-bearing parts of EATD

1.3 弹簧止扭装置标定试验

为验证弹簧止扭装置实际力学特性,加工并装配了 4 套弹簧止扭装置进行标定试验,其零件及组件实物如图 5 所示,标定试验如图 6 所示。弹簧止扭装置标定试验数据如表 3 所示,定义最大加载载荷偏差是最大实际加载载荷相较于于

大要求加载载荷的偏差,该偏差是因为加载控制采用开式手动控制造成的,其对刚度计算无影响。刚度偏差主要是弹簧的实测刚度值相较于标准额定刚度值的偏差产生的,其主要由于弹簧自身材料、加工所造成。表 3 中最大加载载荷偏差、刚度偏差均满足选用弹簧的规定精度^[14],且最大加载载荷、刚度的标准差分别为 4.5% 和 7.1%,分散性较小,不影响弹簧止扭装置组合的使用。以发动机主轴扭转疲劳试验一般载荷加载频率(2 Hz)任选一套弹簧止扭装置进行正弦加载试验,弹簧止扭装置动态加载试验载荷数据曲线如图 7 所示。经数据分析得其最大动态误差为 0.57%,该误差主要由控制、测试设备误差造成,其精度优于传统止扭技术,且止扭运行过程中不存在任何冲击,满足设计要求,具有工程应用价值。通过实测,弹簧止扭装置的伸缩范围为 332~472 mm,止扭空间可调范围为 140 mm,远超工程设计要求。



图 5 弹簧止扭装置零件及组件实物
Fig.5 Physical object of EATD

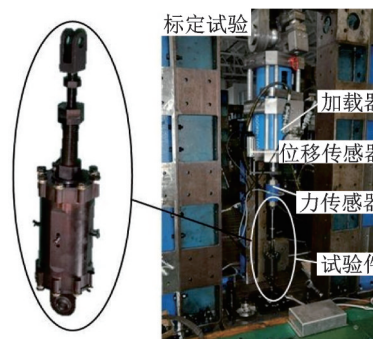


图 6 弹簧止扭装置标定试验
Fig.6 Calibration test of EATD

表 2 常用钢材的相关性能对比

Tab.2 Comparison of relevant properties of common steels

钢牌号	材料状态	强度极限/MPa	屈服极限/MPa	无限寿命疲劳极限/MPa	密度/(kg·cm ⁻³)
45#	正火或退火	590	315	250	7.81
40CrNiMoA	油淬+600℃	980	830	555	7.85

表3 弹簧止扭装置标定试验数据表

Tab.3 Data Sheet of Calibration test for EATD

弹簧止扭装置编号	最大加载载荷/N	标定刚度/ $(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$	B型圆柱弹簧标称参数		最大加载载荷偏差/%	刚度误差/%
			标称最大工作载荷/N	刚度/ $(\text{N}\cdot\text{mm}^{-1})$		
1#	7 600	641.14	10 627(最大设计载荷为其75%)	703	-4.6	-8.8
2#	7 514	647.36			-5.7	-7.9
3#	8 000	665.69			0.4	-5.3
4#	7 560	661.34			-5.1	-5.9

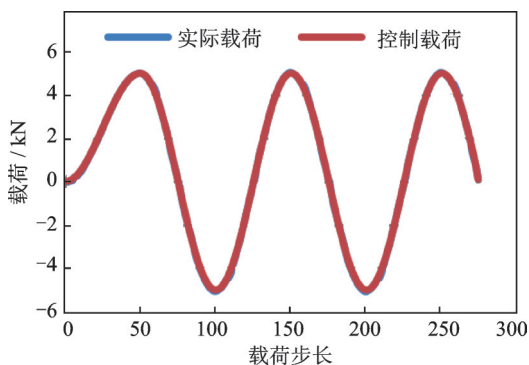


图7 弹簧止扭装置动态加载试验载荷数据线

Fig.7 Comparison line of dynamic load test load data of EATD

2 结果与讨论

结合某涡轴发动机动力涡轮传动轴疲劳试验,验证了弹簧止扭装置的工程应用价值。

试验中,弹簧止扭装置最大止扭载荷为3 879 N,载荷循环数为1 000万次,加载频率为2 Hz。参考文献[15]寿命评估可知,本试验载荷情况下圆柱弹簧为无限寿命,满足循环1 000万次的寿命要求。

弹簧止扭装置工程验证试验现场如图8所示,仅采用双弹簧止扭装置即可实现止扭。止扭弹簧装置按以下步骤进行安装:①弹簧止扭装置后端盖单连接耳(已装关节轴承)通过销轴连接至固定工装的

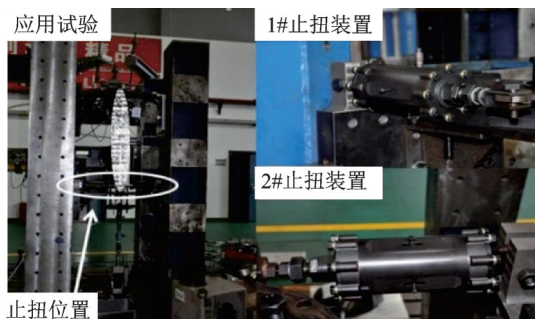


图8 弹簧止扭装置工程验证试验现场

Fig.8 Application of the EATD to a test

对应双耳中间位置;②通过旋转弹簧止扭装置的伸缩杆改变止扭装置长度,直至弹簧止扭装置前端连接耳与内止扭板的连接耳(已装关节轴承)连接孔对齐;③对齐连接孔中装入销轴,连接弹簧止扭装置前端连接耳与内止扭板的连接耳;④按照以上步骤依次安装了另一弹簧止扭装置,用相同的力矩依次预紧弹簧止扭装置上的压紧螺母。本次试验的弹簧止扭装置安装时间较传统止扭装置安装时间减少耗时12 h/人以上,且弹簧止扭装置无需高压油源、油管及单项阀等其他设备或资源辅助,降低了经济成本。在整个试验过程中弹簧止扭装置未发生任何故障,验证了基于圆柱弹簧的试验止扭技术具有可靠性、经济性等工程应用价值。使用后的弹簧止扭装置又经历了其他两型航空发动机动力涡轮传动轴疲劳试验验证,试验过程中均未发生故障,充分验证了弹簧止扭装置设计的可靠性。

本研究还在试验过程中对弹簧和液压的止扭力进行了对比。相较于液压止扭时的力换向存在大冲击,弹簧止扭装置在力换向时几乎无冲击。借助于各止扭装置与内止扭板间的连杆上贴的应变片,对弹簧和液压的各路止扭力的不均匀性进行了试验统计分析,结果表明,相较于液压止扭的力分散度大于70%,弹簧止扭装置的分散度在14.5%以内。

3 结论

1) 通过弹簧止扭装置的相关工程试验,验证了基于圆柱弹簧的试验止扭技术较传统止扭技术具有结构简单、安装方便、止扭误差小及无需辅助设备等优势。

2) 弹簧止扭装置采用单元体设计,已重复应用于多型主轴扭转疲劳试验中。弹簧止扭装置相较于液压止扭,具有止扭过程无冲击、各路止扭力均匀性好、可靠性高及使用寿命长等优点。

参 考 文 献

- [1] KOLKMAN H J, VLEGHERT J P K. Fatigue failure of jet engine drive shafts[J]. International Journal of Fatigue, 1986, 8(1): 3-8.
- [2] SAVKOVIĆ M, DEDIĆ M, PAVLOVIĆ G, et al. Analysis of the drive shaft fracture of the conveyor belt for transport of coal[J]. Tehnički vjesnik, 2019, 26(5): 1333-1338.
- [3] KIM D S, KIM H E, YOON S H, et al. Lifetime estimation of an axle drive shaft by calibrated accelerated life test method[J]. Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, 2010, 34(3): 273-281.
- [4] 王通北, 陈美英. 军用航空发动机主轴疲劳寿命的试验验证[J]. 航空发动机, 2000, 21(3): 42-49, 65.
WANG Tongbei, CHEN Meiyong. Experimental verification of fatigue life of military aviation engine spindles [J]. Aeroengine, 2000, 21(3): 42-49, 65.(in Chinese)
- [5] 李玮, 晏峰, 赵江. 直升机传动系统疲劳强度分析与对比[J]. 直升机技术, 2018(3): 15-19.
LI Wei, YAN Feng, ZHAO Jiang. An analysis and comparison on the transmission system fatigue strength of helicopter[J]. Helicopter Technique, 2018(3): 15-19.(in Chinese)
- [6] 许兆棠. 直升机传动系统扭转振动的分析[J]. 工程力学, 2012, 29(9): 330-336.
XU Zhaotang. Torsional vibration analysis for a helicopter transmission system [J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(9): 330-336.(in Chinese)
- [7] 许兆棠, 朱如鹏. 直升机尾传动系扭转振动的分析[J]. 航空学报, 2007, 28(2): 425-431.
XU Zhaotang, ZHU Rupeng. Torsional vibration analysis for a helicopter tail drive system[J]. Acta Aeronautica ET Astronautica Sinica, 2007, 28(2): 425-431.(in Chinese)
- [8] 谢寒冰, 许炼. 叠片止扭装置: 中国, CN201410644927.9 [P]. 2014-11-14.
- [9] 中航工业航空动力机械研究所. Q8S1418—2012 某结构试验器验收、完好标准[S]. 株洲: 中航工业航空动力机械研究所, 2012.
- [10] 中华人民共和国工业和信息化部. JB/T 8565—2010 关节轴承额定动载荷与寿命[S]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [11] 陈江杰, 刘金邦. 向心关节轴承寿命计算方法解析[J]. 轴承, 2011(6): 7-8.
CHEN Jiangjie, LIU Jinbang. Analysis on calculation method for life of radial spherical plain bearings [J]. Bearing, 2011(6): 7-8.(in Chinese)
- [12] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 2089—2009 普通圆柱螺旋压缩弹簧尺寸及参数(两端圈并紧磨平或制扁) [S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [13] 国家市场监督管理总局、国家标准化管理委员会. GB/T 4357—2022 冷拉碳素弹簧钢丝[S]. 北京: 中国标准出版社, 2022.
- [14] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 中国国家标准化管理委员会. GB/T 1239.2—2009 冷卷圆柱螺旋弹簧技术条件 第2部分: 压缩弹簧[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [15] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局、中国国家标准化管理委员会. GB/T 23935—2009 圆柱螺旋弹簧设计计算[S]. 北京: 中国标准出版社, 2009.
- [16] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册(第1卷): 结构钢不锈钢[M]. 2版. 北京: 中国标准出版社, 2002: 38-50, 190-230.



第一作者简介:随静萍,女,1987年5月生,硕士、工程师。主要研究方向为航空发动机及直升机传动系统结构强度及振动设计、机械振动评估。

E-mail:suijingping_2022@sina.com