

某型燃机动力涡轮减震器试验和 装配工艺研究

哈尔滨汽轮机厂有限责任公司 (黑龙江 150046) 姚青文 赵新成

为减轻机组运行振动,某型燃机动力涡轮轴承壳体中设计了减震结构,其中减震器是减小动力涡轮转子运行过程中振动传递的关键部件。减震器必须有特定的刚性,保证动力涡轮轴装入轴承后,减震器与轴承壳体定位套间形成特定的均匀的间隙,机组运行时滑油系统向其供油,形成静压阻尼油膜,进一步增强减震作用。因此装配中需检测该间隙值,并根据间隙状态确定减震器外圆的加工量,来调节刚性。因此,准确试验测量减震器刚性和油膜间隙,是减震器制造的关键。本文介绍了减震器及其加工试验工艺过程中采取的技术措施:装配试验工艺优化,模拟实际装配状态的专用减震器测量试验器设计,减震器试验准则制定等,不但提高了减震器生产效率和机组装配质量,也为同类零部件研制提供了借鉴。

1. 减震器及装配

(1) 减震器装配:如图1所示,动力涡轮装配中,首先将减震器装入轴承壳体内,将支持轴承外圈、保持架和滚珠装在减震器上;再将整个支撑环(包括轴承壳体、减震器和支撑机匣等部件)套装在转子上。减震器为弹性体,在动力涡轮转子重量作用下,减震器重心下沉,但要求保证 S_3 处间隙各向均匀,并满足图样设计要求 $0.20 \sim 0.32 \text{ mm}$ 。若转子装配后,轴承壳体定位套与减震器之间的间隙不均匀或小于 $0.20 \sim 0.32 \text{ mm}$,则需对减震器外圆弹性段留量处进行磨削去量,调节减震器刚性,最终保证减震器的变形量能够满足装配间隙要求。由图1可见,实际装配后的动力涡轮空间密闭,无法测量 S_3 处间隙,因此必须改进工艺方法,通过设计辅助装

置来对减震器的变形量和装配间隙进行测量。

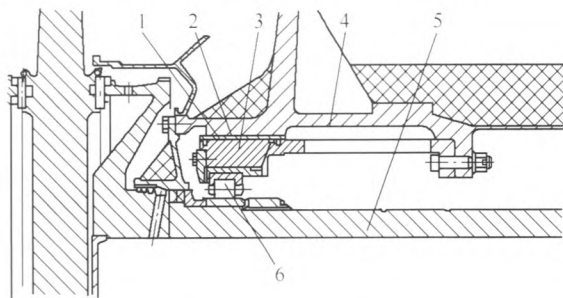


图1 动力涡轮装配图

1. S_3 2. 定位套 3. 减震器 4. 轴承壳体

5. 动力涡轮转子 6. 支持轴承

(2) 减震器:减震器为偏心圆型轴套,如图2所示,偏心量为 $0.12 \sim 0.16 \text{ mm}$ 。在减震器的弹性体外圆A处留有 0.20 mm 加工余量,用于调节减震器刚性。在装配中 S_3 处间隙小于设计值的情况下,即减震器下沉不在 $0.12 \sim 0.16 \text{ mm}$ 范围内时,则需要拆下减震器,对留量处进行磨削,然后再次进行复装检验,最终保证装配间隙满足机组设计要求。

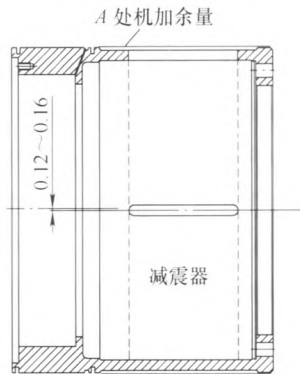


图2 减震器示意图

2. 减震器静态负荷计算

为模拟转子作用在减震器轴套上的力,必须测

出转子质量，同时计算转子重心位置。经计算，转子重心靠近减震器轴承位置右端 40 mm 左右。转子称重则通过对转子进行起吊，在起吊吊钩上安装拉力秤，测出转子质量，经过 3 次测量，转子质量依次为 1 762 kg、1 766 kg 和 1 756 kg，则转子质量平均值为 1 762 kg，经计算作用在减震器轴套上的力 $F_2 = (L - 40) G / L = 16\,915\text{ N}$ 。

3. 测量试验器的设计

为检测减震器在工作状态下的变形情况，需设计专用测量试验器（见图 3），从而模拟实际装配状态下的减震器受力和变形情况。

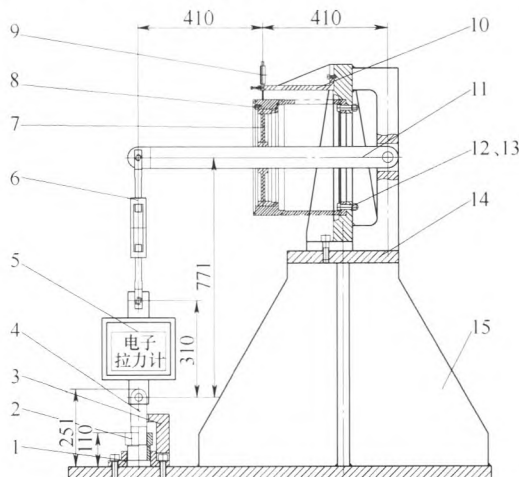


图3 测量器

1. 螺纹座 2. 差动螺母 3. 防转支架 4. 连接杆
5. 电子秤 6. 螺旋扣 7. 施力环 8. 减震器
9. 百分表 10. 表架 11. 杠杆 12. 螺母
13. 定位螺销 14. 支座 15. 底座

该测量器采用杠杆原理，主要由固定部分、施力部分及测量防动部分组成。其中底座 15、支座 14 组成测量器机架，减震器通过螺母 12、定位螺销 13 与机架进行联接固定；在试验过程中，为保证施力数值准确，必须将机架整体固定在工作平台上并用压板压紧；施力部分由 11-7-6-5-4-2-1 各件联接组成，杠杆 11 穿过施力环 7，施力环与减震器定位联接，根据杠杆原理，杠杆的力通过施力环 7 作用在减震器上，施力点与支撑点的力矩比为 2:1，施力过程为：通过旋转螺旋扣进行预施力，再通过底部连接杆 4、差动螺母 2、螺纹座 1 组成的差动螺纹机构进行微调施力，防止施力过程过载损坏减震器。其中差动螺母（见图 4）内螺纹螺距为 1.5 mm，

外螺纹螺距为 2 mm，当每旋紧一圈时差动螺母下降 2 mm，但此时连接杆 4 旋出 1.5 mm，因此差动螺母带动拉杆下降的有效数值为 $2 - 1.5 = 0.5\text{ (mm)}$ ，实现了施力的微调操作，结构简单，操作方便，控制准确。

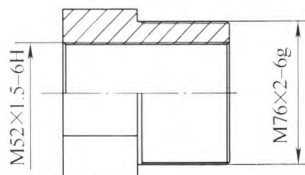


图4 差动螺母

测量部分即为电子秤 5、表架 10、百分表 9 组成。施力数值通过电子秤测得，减震器的变形量由百分表读出，除此之外还设置了防转支架 3，保证施力试验过程中施力数值的稳定。

4. 减震器刚度试验

将减震器安装于测量试验器上联接固定，按测量试验器结构简图联接好减震器及测量试验器各件。固定百分表并调零，试验通过旋转螺旋扣 6 进行拉紧杠杆，再调节差动螺纹装置进行微调，此时放置于顶部的百分表数值发生变化，则此变量即为减震器变形量。若变形量在图样要求范围以内，则减震器合格；若变形量小于设计要求，则需对减震器外圆进行磨削去量，从而最终保证减震器的变形量在设计范围以内。编制试验规范如下：

- (1) 根据测量器结构图连接好各部件。
- (2) 固定百分表并调零。
- (3) 旋转美标 UU 型开式螺旋扣 $(3/4) \times 6$ ，拉紧杠杆，然后用扳手旋紧差动螺母施力。
- (4) 施力过程中观察电子秤读数，当电子秤数值在 F_1 时，停止施力。
- (5) 此时观察百分表读数并记录 B （单位 0.01 mm）。
- (6) 施力值计算。根据杠杆原理

$$F_1 L = F_2 L / 2$$

$$F_1 = F_2 / 2$$

式中， F_1 为施力值（电子秤读数），每根转子均需实测； F_2 为轴承支撑力值； L 为杠杆力臂长。

例如，该机组减震器受力值 $F_2 = 16\,915\text{ N}$ ，则试验中电子秤数值应为 $F_1 = 16\,915 / 2 = 8\,458\text{ (N)}$ 。

某型整体式叶轮精车加工方案

南京机电液压工程研究中心 13 分厂 （江苏 211106） 褚 全

某型整体式叶轮（见图 1）是我部门加工的典型零件，具有精度要求高、加工周期长的特点，特别是在精车工序，为了保证其形位公差需在数铣叶片后时效消除应力进行加工，而这样又存在装夹困难的问题。初期接到生产图样时，其同轴度 $\phi 0.01\text{ mm}$

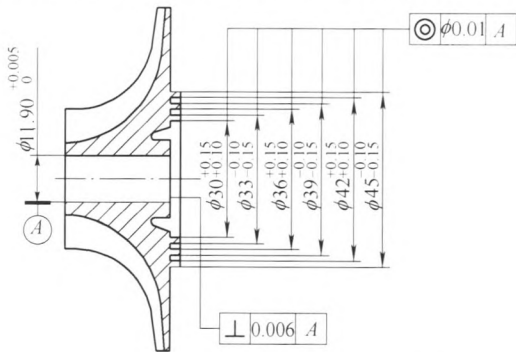


图 1

和垂直度 0.006 mm ，形位公差要求是一直困扰技术人员的难关。曾请一些专业夹具设计厂家商议加工方案和装夹方法，其提出需对设备进行改造并配套价格不菲的夹具，由于加工小批量、多品种的特点，这不适合快速转换零件，也造成了设备的占用。为此，部门组织人员积极讨论，并开展试制工作，最终形成了解决方案。

1. 同轴度 $\phi 0.01\text{ mm}$

（1）方案 1：采用软爪夹持外圆后加工端面环槽（见图 2），这要求在数铣叶片前的半精车时对内孔（基准）和外圆提出小于 $\phi 0.01\text{ mm}$ 的同轴度要求，而且在不同种类零件加工更换软爪时，软爪需重新精镗。经试加工，发现此方案可以实现图样上的同

- （7）填写试验记录表。
- （8）注意事项。注意当杠杆穿过施力盘后，根据杠杆与施力盘方孔之间的间隙，在方孔中间部位增加塞尺条，保证施力时，杠杆作用力作用在方孔中心位置。同时注意安装减震器应符合实际装配的相位角。

试验与刚度调整：第一次施力 $8\,428\text{ N}$ ，减震器变形量 $\delta = 0.10\text{ mm}$ ，小于装配设计间隙值，于是对减震器进行磨削去量 0.06 mm ；第二次施力 $8\,477\text{ N}$ ，复检 $\delta = 0.12\text{ mm}$ ，再次对减震器进行磨削去量 0.08 mm ；第三次施力 $8\,448\text{ N}$ ，复检 $\delta = 0.14\text{ mm}$ 。此时减震器符合装配要求，在该状态下反复进行两次施力试验，获取可靠试验数据后则试验结束。试验数据如附表所示。

施力试验记录表

序号	施力值 F/N	减震器 变形量 δ/mm	减震器 外圆 d/mm	备注
1	8 428	0.10	272.84	
2	8 477	0.12	272.78	磨削去量 0.06 mm
3	8 448	0.14	272.70	磨削去量 0.08 mm
4	8 477	0.145	272.70	第一次复测
5	8 457	0.14	272.70	第二次复测

5. 结语

测量试验器可以良好地模拟减震器在动力涡轮里的装配状态，测量试验器设计合理、结构简单、操作便捷，将复杂装配间隙测量难题简单化，从而为减震器刚度试验和调整提供了有效的手段，实现了装配工艺的优化，大大提高了工厂生产效率。MW

（收稿日期：20140611）