

# 大功率高速泵的振动监测系统及其应用

杨 敏, 马光辉, 吴乃军

(北京航天石化技术装备工程公司, 北京 100076)

**摘 要:** 大功率高速泵的振动问题是影响安全稳定运行的重要因素。针对 GSB-W7 高速泵的结构特点, 建立了合适的振动监测系统, 能够持续监测泵的振动状态, 保护机组及整个工艺流程的安全运行并为故障诊断提供依据。以某台高速泵的振动数据为例, 进行数据分析, 认为轴振动位移偏大主要是由动不平衡量引起的, 经动平衡处理后该高速泵的振动特性得到明显改善。结果表明, 该振动监测系统在机组保护和故障诊断方面是可行的。

**关键词:** 高速泵; 振动监测; 传感器; 故障诊断

**中图分类号:** TK05      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1672-9374 (2013) 01-0077-07

## Vibration monitoring system for high-power high-speed pump and its application

YANG Min, MA Guang-hui, WU Nai-jun

(Beijing Aerospace Petrochemical Technology & Equipment Engineering Co., Beijing 100076, China)

**Abstract:** Vibration of the high-power, high-speed pump is an important factor that affects the stable operation of pump units. According to the structural characteristic of GSB-W7 high-speed pump, a vibration monitoring system is designed, which can continually monitor the vibration state, protect the stable operation of pump units and provide scientific basis for fault diagnosis. Vibration data of a GSB-W7 high-speed pump is analyzed. The result shows that the unbalance of rotating parts is the primary factor which causes greater displacement of high-speed shaft. After dynamic balancing, the vibration characteristics of the high-speed pump was improved remarkably. Therefore, the vibration monitoring system is feasible in unit protection and fault diagnosis.

**Keywords:** high-speed pump; vibration monitoring; transducer; fault diagnosis

## 0 引言

随着国内石化行业飞速发展, 装置规模日趋大

型化, 大功率高速泵的应用越来越多。北京航天石化技术装备工程公司 2009 年研制成功的 GSB-W7 型高速泵是目前国内功率最大的高速泵, 设计轴功率为 630 kW。由于泵转速高、功率大, 机组

收稿日期: 2012-09-18; 修回日期: 2012-12-06

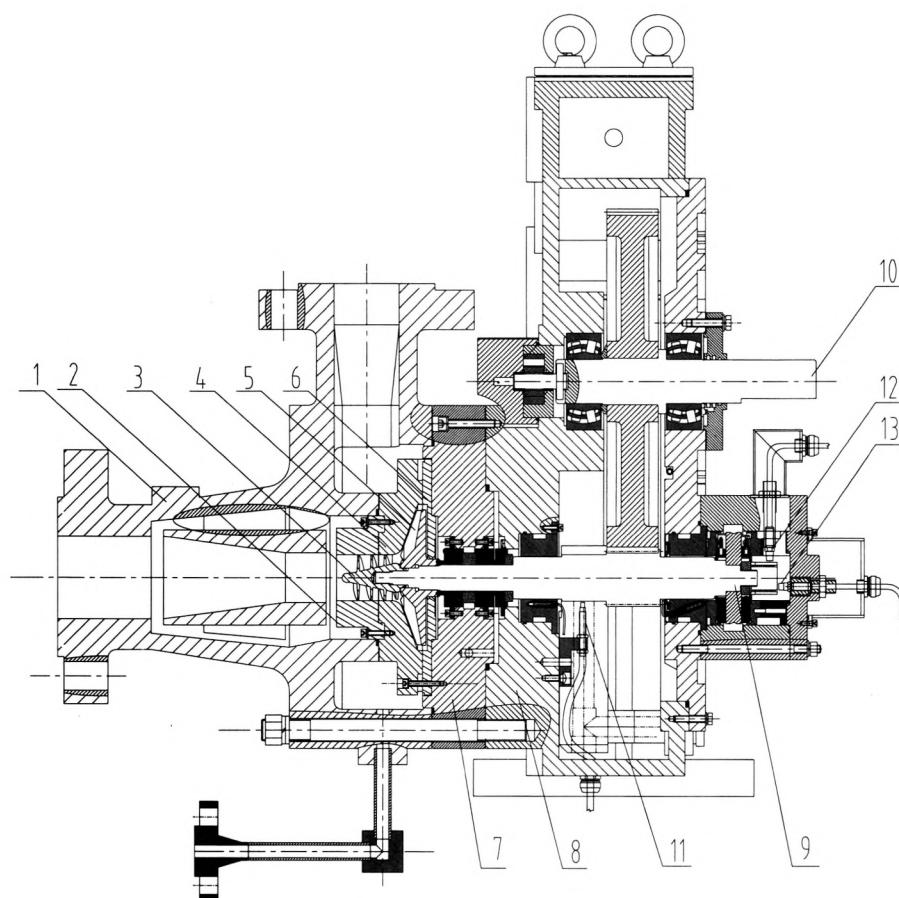
作者简介: 杨敏 (1983—), 女, 博士, 研究领域为高速泵的设计与研究

的振动是影响其安全运行的重要因素,也直接反映设备安全稳定运行状况。因此,建立合适的振动监测系统,可以持续监测泵的振动状态,有效地保护高速泵机组及整个工艺流程的安全和稳定运行,是泵机组设计中需要解决的重要问题。本文介绍了 GSB-W7 高速泵的振动监测系统,并

对振动数据进行分析,为故障诊断提供依据。

## 1 GSB-W7 的振动监测方案

GSB-W7 高速泵为单级、单吸、齿轮增速卧式离心泵,结构如图 1 所示。



1-泵壳; 2-诱导轮外套; 3-诱导轮; 4-扩压器; 5-叶轮; 6-后隔板; 7-泵盖;  
8-齿轮箱; 9-高速轴; 10-低速轴; 11-径向传感器; 12-键相位传感器; 13-轴向传感器

图 1 高速泵 GSB-W7 结构示意图

Fig. 1 Structural sketch of high-speed pump GSB-W7

该振动监测方案通过传感器把振动信号转换成电压信号,将电压信号输入到数据采集处理系统或监测系统,然后输出 4~20 mA 信号或开关量到用户分布式控制系统 (DCS),参与控制连锁。测量高速轴振动(幅值和相位)的传感器为电涡流传感器,测量齿轮箱体振动的传感器为速度或加速度型传感器(根据用户要求选择),选择

Bently 3300 系列产品。

### 1.1 高速轴径向振动的测量

在高速轴前径向滑动轴承处沿径向成 90° 安装两个电涡流传感器,如图 2 所示,用于监测前径向轴承处高速轴的水平、垂直径向振动位移,对诸如转子的不平衡、不对中、轴承碰磨等机械问题的判定,可提供关键的信息。其中 X 代表水

平方向,  $Y$  代表垂直方向, 从电机端看  $Y$  位于  $X$  逆时针旋转  $90^\circ$  的位置。

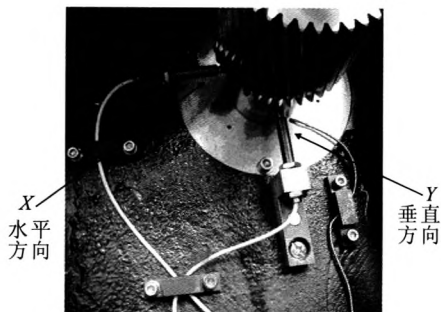


图2 高速轴径向振动传感器的安装

Fig. 2 Installation of radial vibration transducers for high-speed shaft

### 1.2 高速轴轴向振动的测量

在高速轴驱动端安装一个电涡流传感器, 用于监测轴向窜动量, 得到轴向受力运行中的变化情况、推力轴承轴向磨损等重要信息, 为状态监测和机组保护提供依据。

泵在启动、运转、停车过程中, 高速轴连同止推盘等转子系统组件会沿轴向窜动。轴向位移的测量需要设定基准值 (即零点值), 基准值应位于轴向窜动的中间位置, 此时轴端与探头的间距为基准间距, 对应的电压为基准电压 (为定值)。安装时, 自由状态下高速轴往往并不处于轴向窜动的中间位置, 按照此状态确定传感器与轴端初始间距容易造成由于初始间距不合适导致测量值超过设定的停车值而导致联锁停车。

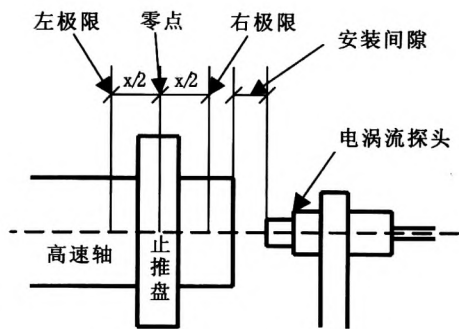


图3 高速轴轴向位移探头的安装

Fig. 3 Installation of axial displacement probe for high-speed shaft

如图3所示, 高速轴转子系统组件轴向位置最左端定义为左极限, 最右端定义为右极限, 此距离即为两个推力轴承之间的轴向间隙 (轴的窜动量)  $X$ , 将这一距离的中点定义为轴向位移的零点位置。安装轴向位移传感器时, 必须以该零点位置为基准, 在此基础测得的轴向位移值和设定的停车值 (如  $\pm 0.22$  mm) 才有意义。具体操作方法为: 1) 调整传感器与轴端间距, 使间隙电压值近似处于传感器特性曲线的线性范围的中部见图4; 2) 采用专用工具分别将高速轴转子系统推到左极限和右极限位置, 并记录间隙电压值, 间隙电压的差值对应的间距即为轴的窜动量  $X$ ; 3) 将高速轴转子系统重新推到左极限位置, 调整传感器与轴端间距, 使间隙电压值对应的间距为基准间距与  $X/2$  之和, 即可以保证零点值位于轴向窜动的中间位置。

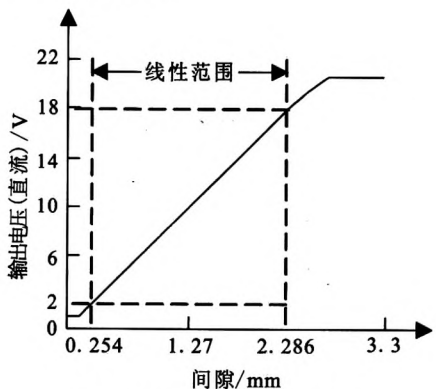


图4 电涡流传感器特性曲线

Fig. 4 Characteristic curve of proximity transducer

### 1.3 振动相位的测量

在旋转机械振动分析中, 相位是不可缺少的参数之一, 指振动信号与转轴上某一标记之间的相位差。相位的变化直接反映了转轴上不平衡力角度的变化。键相位测量方法之一是在转轴上开一个键槽, 安装键相传感器, 每当键槽转动到键相传感器处时, 就会产生一个脉冲信号。通过将键相位脉冲信号与轴的振动信号比较, 可以确定振动的相位角, 用于轴的动平衡分析及设备的故障分析与诊断等。另外通过对脉冲计数, 可以测量轴的转速。

由于 W7 的高速轴轴颈小, 在转轴上仅开一

个键槽,对后续的动平衡工作带来非常大的困难。如果在转轴上对称的开两个键槽,数据采集时会以其中一个键槽作为基准,这样就不能准确定位不平衡力的角度,但仍然可以为径向位移信号提供相位基准、得到相位的变化情况及转速信息,并且大大减少了动平衡的工作。具体方法为在推力轴承处高速轴上沿轴向对称开设两个键槽,径向安装一个电涡流传感器,用于键相位的测量。需要注意的一点是,由于轴向位移传感器和键相位传感器的距离较近,为避免产生交叉干扰,将轴向位移探头下移,如图 5 所示。

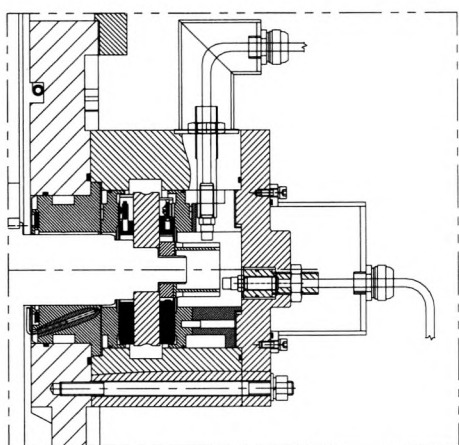
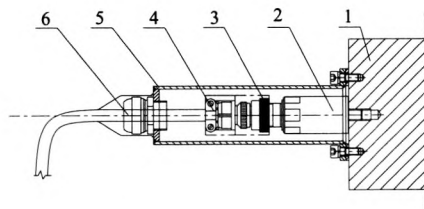


图 5 键相位和轴向振动传感器的安装示意图

Fig. 5 Installation of key phase and axial vibration transducers

#### 1.4 齿轮箱体振动的测量

在齿轮体上安装一个速度或加速度传感器(根据用户要求),用来监测齿轮箱体的振动情况,如图 6 所示。



1-齿轮箱体; 2-速度计; 3-速度计接头;  
4-接头保护器; 5-速度计保护盒; 6-电缆填料函

图 6 齿轮箱体振动速度传感器的安装

Fig. 6 Installation of vibration velocity transducer on gear box

## 2 振动数据分析应用

高速泵运行时,上述电涡流传感器和速度或加速度传感器的振动信号输入 Bently 3500 监测系统,对振动数据进行采集、处理,然后输出 4~20 mA 信号或开关量到 DCS,参与控制连锁,实现对高速泵的状态监测和保护。同时,可以将采集的振动数据输入到专业的数据处理系统(如 Bently System 1 软件),进行振动波形和频谱、轴心轨迹、波德图等图形绘制,为分析振动特征和故障诊断提供依据。

下面结合某台 W7 高速泵的振动情况进行分析,探讨振动数据在 W7 故障诊断上的应用(工作转速为 12 773 r/min,高速轴的工频为 213 Hz)。设计工况振动位移数据和各项的要求值见表 1,可以看到壳体的振动速度和高速轴的轴向位移均能满足运行要求,高速轴的径向振动位移相对偏大。

表 1 W7 泵设计工况振动数据及要求值

Tab. 1 Experimental data and allowable value of W7 pump vibration on rated point

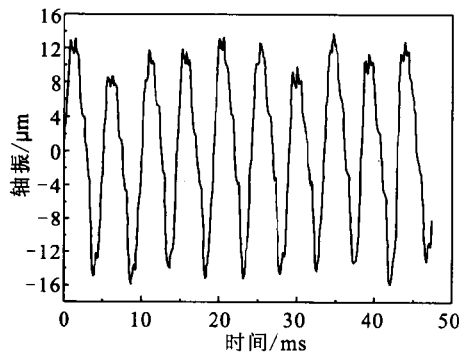
项目	试验值	要求值
径向 X 位移 /( $\mu\text{m}$ , pp)	34	$\leq 18$
径向 Y 位移 /( $\mu\text{m}$ , pp)	30	$\leq 18$
轴向位移 /mm	0.060	-0.22~0.22
壳体振动速度 /( $\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$ , RMS)	1.55	$\leq 4.5$

#### 2.1 振动波形和频谱

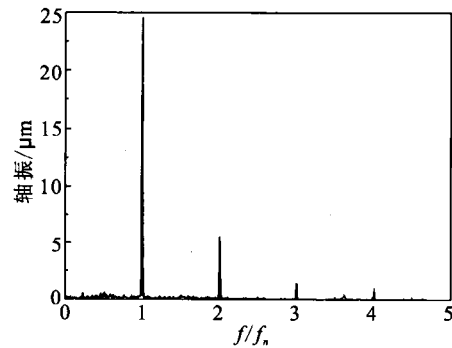
波形反映振动量随时间的变化情况,即信号的时域特征。频谱反映复杂信号所含频率分量,即振动信号的频域特征。不同故障具有不同的频率特征,根据频谱特征可以对故障性质做初步判断,如不平衡、共振、摩擦等故障的特征频率为工频,轴承油膜振荡故障的频率为低频,电磁激振故障的频率为高频等。图 7 显示高速轴径向

振动的时域和频域特性, 水平和竖直方向的振动波形均为正弦波, 呈周期性变化, 毛刺特征并不

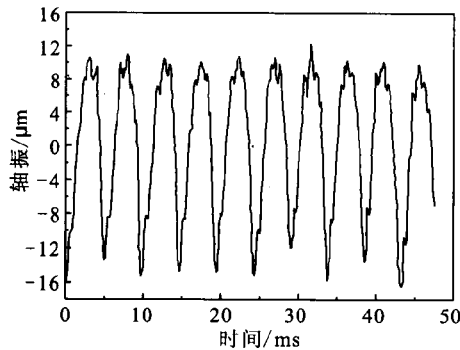
明显; 振动频率主要为高速轴的工频及少量的 2 倍工频, 工频幅值分别为  $25\ \mu\text{m}$  和  $22\ \mu\text{m}$ 。



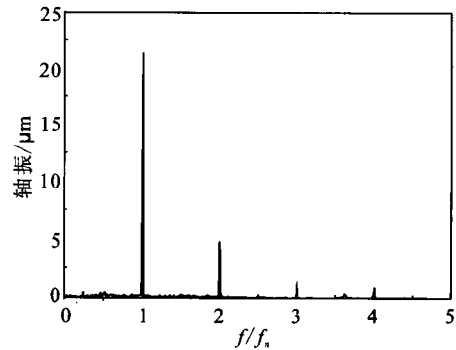
(a) X 振动时域图



(b) X 振动频域图



(c) Y 振动时域图



(d) Y 振动频域图

图 7 高速轴径向振动时域和频域图

Fig. 7 Time domain and frequency domain of radial vibration on high-speed shaft

## 2.2 轴心轨迹

如果忽略沿轴向的振动, 认为转轴是在径向平面内振动。通过在转轴径向安装的互相垂直的两个涡流传感器 ( $X$  和  $Y$ ), 可以确定转子在轴承中的位置。将不同时刻转子在轴承中位置的变化连为一条曲线, 得到转子在轴承内的振动轨迹, 即轴心轨迹。不同的故障具有不同形状的轴心轨迹, 如不平衡故障的典型轨迹为稳定的椭圆, 动静摩擦故障的轨迹上可能出现不稳定的毛刺点等。

图 8 为轴心轨迹图, 可以看到轴心轨迹相对比较规则, 为一个椭圆, 可以初步确定轴振动位移偏大的原因主要是由于动不平衡引起的。

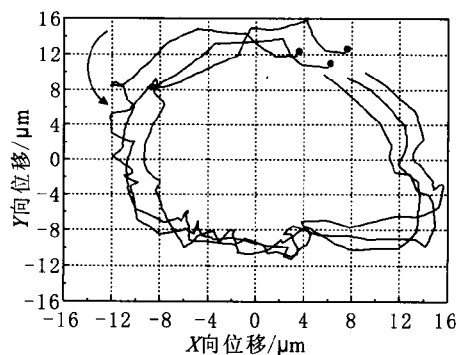


图 8 轴心轨迹图

Fig. 8 Orbit of high-speed shaft centerline

## 2.3 波德图

将机组启停过程中振动幅值和相位随转速的

变化情况以图形方式表达出来,即可得到波德图。通过波德图,可以判定系统临界转速、不平衡和分析机组启停过程中的振动差别,如不平衡力随转速升高而增大,部件在固有频率所对应的转速附近会产生共振。

图9给出了高速泵停机过程中轴径向振动波德图,典型特征为振动幅值随着转速的升高不断增大。因为高速泵的工作转速远低于1阶临界转速,可以排除共振故障的可能性。

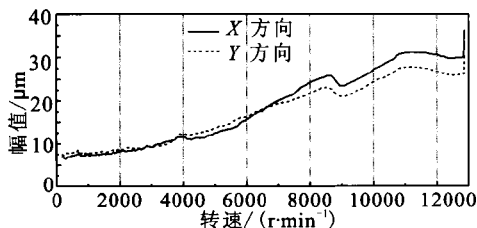
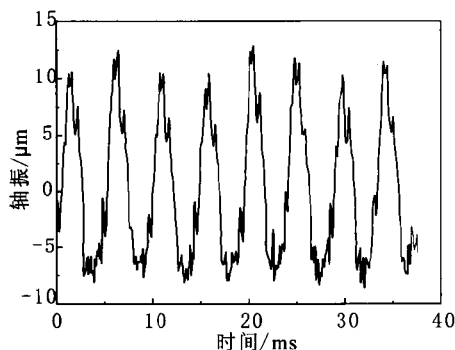


图9 泵停机过程中高速轴径向振动波德图

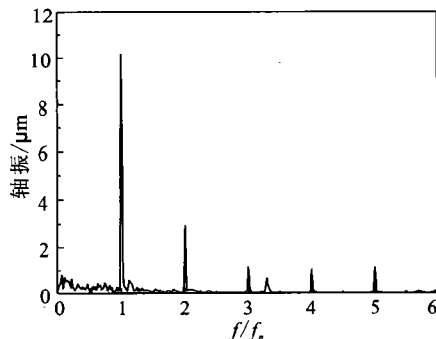
Fig. 9 Bode plot of radial vibration on high-speed shaft during pump shutdown

综合上述分析,可以认为该高速泵轴振动位移偏大的原因主要是由于动不平衡引起的。

由于高速轴转子系统各组件的质量小,且转子工作转速与动平衡转速(900 rpm)相差很大,动平衡机的标定误差可能会对动平衡精度产生影响。因此采用API610中确定残余不平衡量的方法章节中介绍的方法,对该泵的高速轴转子系统组件进行动平衡后,重新进行整机试验,得到动平衡后的振动数据,高速轴的径向X和Y的振动位移峰峰值均降为17 μm。X方向的振动波形和频域特征见图10。



(a) X 振动时域图



(b) X 振动频域图

图10 动平衡后高速轴径向X方向振动时域和频域图

Fig. 10 Time and frequency domain of high-speed shaft radial vibration in X direction after dynamically balanced

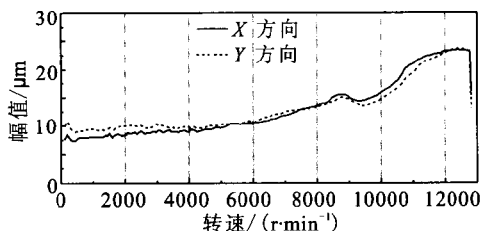


图11 动平衡后泵停机过程中高速轴径向振动波德图

Fig. 11 Bode plot of high-speed shaft radial vibration during pump shutdown after dynamically balanced

由图10可见振动幅值大幅度降低。停机过程中轴径向振动波德图如图11所示,停机瞬间振动幅值突然增大,转速低于8000 r/min后幅值随转速的变化趋势平缓。因此,经过动不平衡处理后,该高速泵振动特性得到明显改善。

### 3 结论

针对GSB-W7的结构特点,建立了振动监测系统,包括高速轴的径向和轴向位移、键相位和齿轮箱壳体振动的监测,并重点讨论了轴向位移和键相位传感器安装使用中的注意事项。该监测系统能够持续监测泵的振动状态,保护机组及整个工艺流程的安全运行并为故障诊断提供依据。另外以某台高速泵的振动数据为例,进行数据分析,认为轴振动位移偏大主要是由动不平衡量引起的,经动平衡处理后该高速泵的振动特性得到明显改善。

参考文献:

[1] 魏大勇, 李明东, 刘星期, 等. GSB-W7 型 600kW 级大功率高速泵研制[J]. 化工管道与设备, 2010, 47(2): 24-25.  
[2] 黄勇辉. Sundyne 高速泵的振动故障与原因分析[J]. 石油化工技术与经济, 2011, 27(3): 45-48.  
[3] 吴云溪. 6HDS-152 型离心化工泵机组的振动故障诊断及维修[J]. 水泵技术, 2010 (2): 44-46.  
[4] 张春梅, 王尚锦, 张太镒, 等. 时频分析在旋转机械状态监测及故障诊断中的应用[J]. 工程热物理学报, 2002, 23 (2): 187-189.  
[5] 游磊, 方方, 李平勇, 等. 轴流泵振动加速度状态监测诊断系统的设计[J]. 四川大学学报(工程科学版),

2011, 43(Supp.1): 236-239.  
[6] Bently Nevada, Corporation. 3300XL proximity transducer system manual[M]. US: Bently Nevada, Corporation, 1999.  
[7] Bently Nevada, Corporation. 3500/42 proximitor/seismic monitor module operation and maintenance manual [M]. US: Bently Nevada Corporation, 2004.  
[8] 郑月珍. 旋转机械振动监测和分析[J]. 燃气轮机技术, 2010, 23(1): 39-44.  
[9] 杨建刚. 旋转机械振动分析与工程应用[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007.  
[10] American Petroleum Institute. Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries[M]. US: American Petroleum Institute, 2004.

(编辑: 陈红霞)

(上接第 71 页)

表 5 叶片的设计要求与加工结果比较  
Tab. 5 Comparison between design precision  
and processed precision of vanes

叶片栅距精度 实测结果	0.01~0.03	0.03~0.05	0.05~0.09
叶片个数	85	20	15

6 结束语

本文介绍的用于火箭发动机涡轮盘叶片加工的夹具设计准则, 已经应用于生产实际, 给出的采用矢量三角函数法及 VC 软件计算夹具理论极限偏差的公式可以在夹具虚拟设计阶段判别出是否满足设计要求, 从而大大节省了研制费用, 缩短了研制周期, 节约了研制生产成本。采用该夹具生产加工出的涡轮盘组装成发动机通过了热试车考核, 实践证明该夹具设计准则正确、可靠, 对发动机生产具有指导意义。

参考文献:

[1] 刘之绳, 殷仁龙. 尺寸链计算导则[M]. 北京: 国防科工委出版, 1990.  
[2] 航空工艺装备设计手册编写组. 航空工艺装备设计手册 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2007.  
[3] 北京有色冶金设计研究总院. 机械设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社, 2001.  
[4] 金属机械加工工艺人员手册修订组. 金属机械加工工艺人员手册[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 1965.  
[5] 余祖西, 叶海潮, 肖洁. 一种基于平面尺寸链的定位误差计算方法[J]. 工具技术, 2010, 44(12): 39-42.  
[6] 秦国华, 张卫红. 机床夹具的现代设计方法[M]. 北京: 航空工业出版社, 2006.  
[7] 余祖西, 叶海潮, 王聪康. 定位误差的自动化计算方法. [J]. 工艺与检测, 2010 (9): 107-109.  
[8] 臧照良. 装配时修配法尺寸链计算[J]. 机械制造及其自动化. 2009, 38(9): 51-53.  
[9] 郭崇善, 王小红. 角度尺寸链求解新方法-回旋法[J]. 农业装配与车辆工程, 2009 (7): 29-30.  
[10] 张晓洪. 机床设计中的角度尺寸链及其求解新方法[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2003 (6): 31-32.

(编辑: 马 杰)