

模拟平衡工艺方法在新一代航空发动机转子动平衡中的应用

Application of Analog Balancing Process for New Generation Aeroengine Rotor Dynamic Balancing

中航工业沈阳黎明航空发动机(集团)有限责任公司 刘丛辉 王娜 陈玲玲

[摘要] 本文打破了常规航空发动机转子动平衡界律,从模拟平衡的原理入手,重点论述了新一代航空发动机转子动平衡的新工艺方法——模拟平衡法。介绍了模拟平衡转子的设计、模拟平衡工艺方法的设计、模拟平衡设备的选择及模拟平衡工艺技术的应用与效果分析。

关键词: 模拟转子 平衡 发动机转子

[ABSTRACT] The theory of analog balancing which breaks the general principle of dynamic balancing of aeroengine rotors is introduced. To illuminate this theory, with the trend of quick assembly modular construction of new generation aeroengine, the new method of rotor balancing, called analog balancing process is focused on. For the application of analog balancing process, exploratory research and experiments, design of analog balancing rotor, choice of balancing device, and the instances and effects analysis of analog balancing process technology application for new generation aeroengine rotors dynamic balancing in Liming company are introduced.

Keywords: Analog rotor Balancing Engine rotor

1 模拟平衡原理

作为飞机“心脏”的航空发动机技术已成为衡量国家科技水平、国防实力和综合国力的重要标志之一。发

动机的设计一方面朝着高推重比、高可靠性、高耐久性、低耗油率和低成本的方向发展;另一方面其结构设计也正趋于向快装、快拆的准单元体乃至单元体方向发展。

以双转子航空发动机的高压转子为例(见图1),高压压气机转子与高压涡轮转子在分别进行了动平衡后,组合装配后由于存在轴向偏移及各自偏心距影响,仍会产生新的不平衡量,必须重新对新组装的高压转子组合平衡排除动不平衡。为避免反复装配造成多余的工作量,实现发动机快速选配与更换转子、快速排除单元体故障,引入了模拟平衡工艺方法——模拟平衡法。模拟平衡法就是用模拟转子替代真实转子与另一转子组装后进行动平衡,可满足设计对组合后转子部件的动平衡要求。例如,压气机转子 C 和涡轮转子 T 组合后,两个初始轴线在装配过程又产生了偏离,如图2所示,需要对组合后的单元体再进行平衡,此问题可用模拟平衡这个工艺方法得到解决,即设计模拟转子来代替涡轮转子 T 与压气机转子 C 进行模拟平衡,反之亦可。它可以防止使用真实转子反复装配带来的损伤隐患,能够实现单个转子故障进行修复的检修及排故工作而不用重新组合平衡。此工艺方法,在航空发动机制造、故检、检修及修理中有着很好的应用前景。

2 模拟转子设计

在模拟平衡方法的应用中,最重要的是模拟转子的设计。

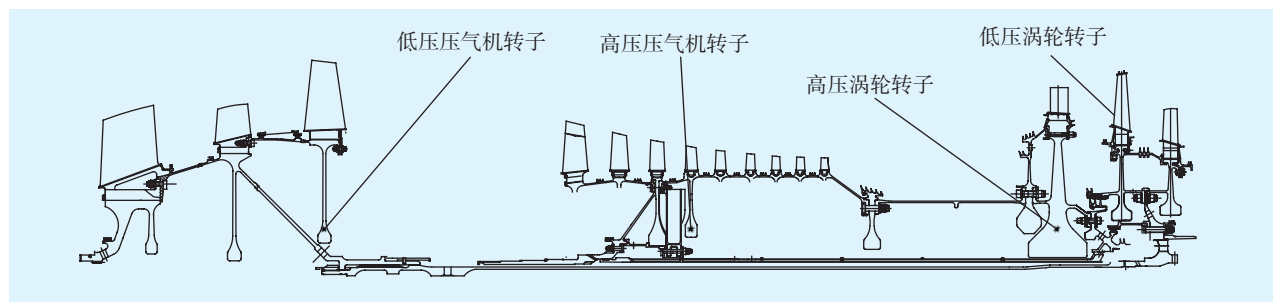


图1 高压转子结构示意图

Fig.1 Diagram of high compressor rotor

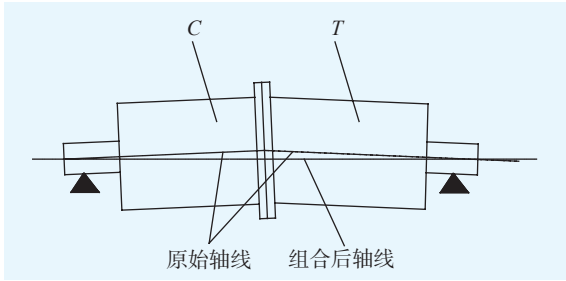


图2 压气机转子模型C与涡轮转子模型T组成的装配图
Fig.2 Assembly diagram of compressor rotor model C and turbine rotor model T

2.1 模拟转子的特点

用模拟转子替代真实转子与另一转子进行组合动平衡,要求模拟转子必须具备以下特点:

- (1)平衡合格后的模拟转子能代替真实的涡轮转子与任何压气机转子进行装配并对压气机进行平衡。
- (2)为解决组合转子的快速换装问题,连接处必须稳定、耐磨,且支承距离与替代转子必须一致。
- (3)为简化设计与制造,在满足模拟转子设计参数的前提下,可用圆盘、圆柱等简单几何体代替真实转子

动惯量与替代转子转动惯量误差 $1 \pm 5\%$ 的范围内。

2.3 模拟转子设计过程

以高压转子动平衡为例,在高压转子动平衡系统中(见图3),用模拟转子替代了高压涡轮转子进行动平衡。按高压涡轮转子设计的模拟涡轮转子在重量、重心和转动惯量的参数要求误差为:重量 $\pm 2\text{kg}$;重心距平面N距离 $\pm 0.5\text{mm}$;对轴线的转动惯量 $\pm 2\% \text{kg} \cdot \text{cm}^2$ 。

(1) 模拟转子的结构设计。

真实转子结构复杂,涉及叶片、轮盘、轴和封严环等零件几百余件。模拟转子的设计必须在满足设计参数即转子的质量、转子质心距离和转子转动惯量的前提下结构尽量简单。设计出的模拟转子与真实涡轮转子结构对比如图4所示。

结构设计过程中,在以下4个方面给予了重点考虑:

- a. 模拟转子端传动联接面的结构和技术要求需与被模拟转子一致,要进行强化处理,其硬度应高于发动机联接件的硬度,使其耐磨损、不易变形。
- b. 因为模拟转子组件就是模拟平衡的一个支点,统筹考虑组合件支点的跨距,轴线的位置等要素来满足动

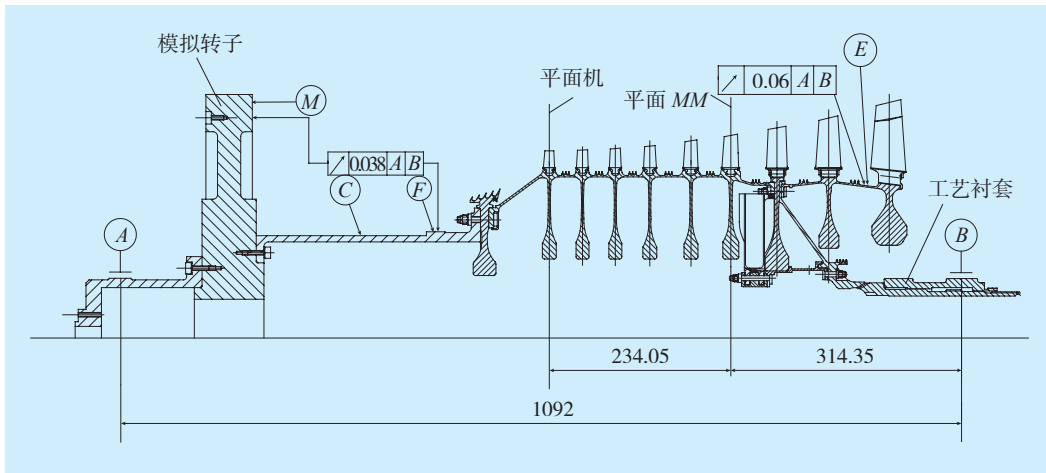


图3 高压转子动力平衡系统
Fig.3 Diagram of high compressor rotor dynamic balancing

复杂的几何体形状。

2.2 模拟转子设计参数及验收标准

(1) 模拟转子主要设计参数。

转子组件总质量 kg ; 转子组件质心的距离 mm ; 转子组件总转动惯量 $\text{kg} \cdot \text{cm}^2$ 。

(2) 模拟转子验收技术条件。

质量应在所替代转子组件质量的 $1 \pm 5\%$ 的范围内; 质心位置应在所替代组件位置的 $1 \pm 5\%$ 的范围内; 支承距离与所替代的组件距离应在 $1 \pm 5\%$ 的范围内; 转

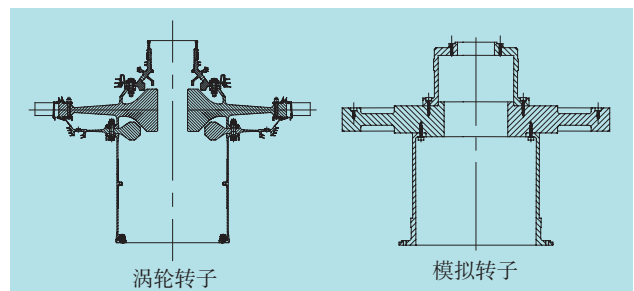


图4 模拟转子与真实转子结构对比图
Fig.4 Comparison diagram of analog rotor and true rotor

平衡要求。

c. 用圆盘、圆柱等简单几何体替代真实涡轮转子叶片、轮盘和轴等复杂的几何体形状。

d. 要根据模拟平衡时动平衡机的支撑形式,设计模拟转子支撑结构。

(2) 模拟转子参数测量

模拟转子设计制造好后需要对设计参数进行测量,符合与真实转子参数的误差值。前两项参数测量方法相对简单不再细述,主要阐述转动惯量参数的测量方法。

转动惯量的测量,将模拟转子以一定的形式运动。通过表征这种运动特征的物理量与转动惯量之间的关系,进行转换测量。本测量方法是使模拟转子作扭转摆动,由摆动周期及其它参数的测定算出转动惯量。

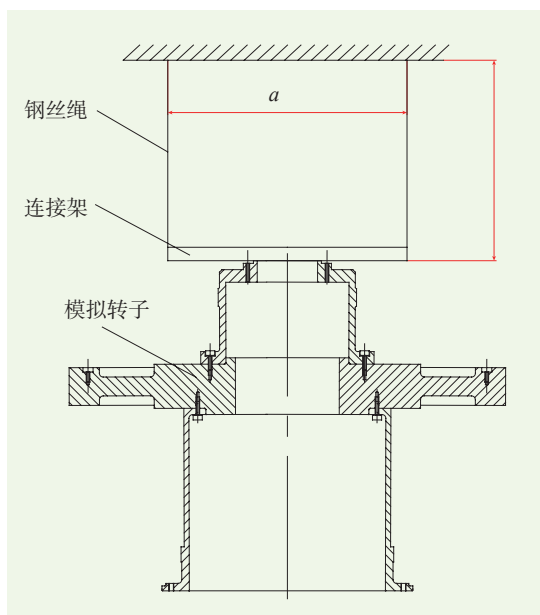


图5 模拟转子转动惯量测量构造图

Fig.5 Measurement of analog rotor's principal moment of inertia

模拟转子的扭摆构造如图5所示。固定在横梁上的两根 $\phi 2\text{mm}$ 的钢丝绳下面固定连接架,通过调节连接架上的螺钉保持水平,模拟转子悬挂在连接架上。

进行扭摆简谐振动测试:旋转转子产生一个角度(约 5°),两根钢丝绳扭转产生回转力矩,使悬挂在连接架上的转子作简谐振动。

已知钢丝绳的间距 a ,钢丝绳长度 L ,使转子在转角约为 5° 下自由转动,转动平稳后用秒表记下50次转动的时间 t 。根据转动惯量计算公式: $J = \frac{GT^2a^2}{16\pi^2L}$ 计算出模拟转子的转动惯量。测量时,先测量连接架的转动惯量,在不连接转子的情况下记录连接架摆动50次的时间,然后再连接转子,测量50次摆动的时间。

设模拟转子质量 $M=135\text{kg}$;连接架质量 $M_1=9\text{kg}$; a 为两根钢丝绳的间距: $a=0.4\text{m}$; L 为钢丝绳长度: $L=1.74\text{m}$; T 为摆动周期:测得连接架50次摆动的平均时间为 $85''$,周期 $T_1=85/50=1.7\text{s}$;测得连接到转子后50次摆动周期的时间为 $126'', 124'', 125''$,平均时间为 $125''$,周期 $T=124/50=2.5\text{s}$ 。

计算模拟转子转动惯量:

$$J = \frac{(G + G_1)T^2a^2}{16\pi^2L} - \frac{G_1T_1^2a^2}{16\pi^2L}$$

$$= \frac{(135 + 9) \times 9.81 \times 2.5^2 \times 0.4^2}{16 \times 3.14^2 \times 1.74} - \frac{9 \times 9.81 \times 1.7^2 \times 0.4^2}{16 \times 3.14^2 \times 1.74}$$

$$= 5.1464 - 0.14873 = 4.9977\text{kg} \cdot \text{m}^2$$

计算结果满足与设计模拟转子的转动惯量 $50579.35\text{kg} \cdot \text{cm}^2$ 误差为 -1.2% ,符合 $\pm 2\%$ 的要求,这个模拟转子的设计与制造是满意的。

3 平衡设备的选择及使用特点

合适的平衡设备是做好转子模拟平衡的前提。根据待平衡转子的质量、尺寸、结构特点和平衡精度、驱动方式和平衡转速等指标,我们选用了德国申克公司HL5UB卧式动平衡机,这是一款操作方便、测量精度高的硬支撑平衡机。CAB800控制系统具有高速计算机实现数字滤波、数据处理、并带有彩色电视终端,可以同时打印记录、存储检测内容、显示数据图形、可测量双面动不平衡量、静不平衡量和自动比较公差,并按ISO标准进行公差计算,集矢量和数字指示、极坐标显示、其他设定数据转换、自动补偿、键补偿、矢量补偿、分度平衡和自动自检等功能。

HL5UB卧式动平衡机主要性能参数为:平衡的转子质量 $5\sim 1000\text{kg}$;最大回转直径 $\phi 1600\text{mm}$;最小可达剩余不平衡量 $0.0382\text{g} \cdot \text{mm}/\text{kg}$;可平衡的转子长度 1250mm 。

4 模拟平衡的转向、支撑形式、驱动方式

4.1 平衡转向

转子动平衡时的转动方向主要依据被平衡件的实际结构而定,在模拟平衡过程中,转子需不装叶片进行初平衡,装叶片后再进行终平衡,要按下列原则选择动平衡时的转向。

(1) 不带叶片初平衡时的转子,转动方向对动平衡结果无影响,可按需要选取转动方向。

(2) 安装叶片后的转子在动平衡时会产生较大的轴向力,该轴向力会对转子平衡精度造成影响,要选用产生较小的轴向力的转动方向进行动平衡,压气机转子一般选用其工作转动方向作为动平衡转子转向。

4.2 支撑形式与驱动方式选取

(1) 支撑形式。

德国申克公司制造的 HL5UB 卧式动平衡机有 3 种支撑形式,分别为滚轮支撑、鞍型架支撑和混合支撑。根据实际被平衡转子的结构及模拟转子的结构,考虑到两支点处的轴颈符合发动机转子工作时支点位置,为了利于装配拆卸,选择了滚轮支撑形式。

(2) 驱动方式。

HL5UB 卧式动平衡机提供了联轴节、皮带两种驱动方式,考虑到待平衡转子较重,转动惯量较大,利用滚轮支撑形式时皮带驱动易引发转子的轴向窜动,影响平衡精度且升降转速较慢,为此,选择联轴节驱动方式。

5 模拟平衡实例与效果分析

以某型机 1~9 级高压压气机转子动平衡为例,用模拟转子替代涡轮转子的高压转子动平衡系统如图 3 所示。为保证高压压气机转子最终平衡质量,需采取一系列平衡工艺对转子进行预先动平衡,对转子初始不平衡状态进行严格控制。一是,采取各级轮盘单级平衡、分

组组合平衡和反复平衡的工艺手段;二是,组装转子动平衡系统时,将一、二级转子组件与三级转子组件的轻点(或重点)位置相隔 $180^\circ \pm 30^\circ$,四~九级组合件与相配盘件的轻点(或重点)位置相隔 $180^\circ \pm 30^\circ$,保证转子平衡状态在允许范围内,其平衡相关参数见表 1,动平衡工艺流程见图 6。

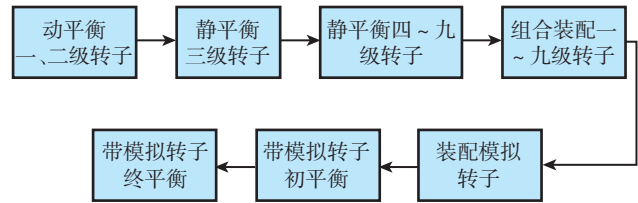


图6 工艺流程
Fig.6 Process flow

表1 模拟平衡工艺相关参数

平衡工艺内容	平衡方式	校正面数	不平衡修正方法	平衡机类型	平衡转速 / (r·min ⁻¹)
平衡一、二级转子	动平衡	2	调整叶片安装位置,补偿不平衡量	立式平衡机	900
平衡三级转子	静平衡	1	调整叶片安装位置,补偿不平衡量	卧式平衡机	900
平衡 4~9 级鼓筒	动平衡	2	记录不平衡实际值,通过组装平衡系统时给予补偿。	立式平衡机	900
带模拟转子初平衡	动平衡	2	测定两个校正面不平衡点方位夹角的大小,小于 100°,平衡从 6,7 级转子开始,按校正面上的初始不平衡量 1/3 纠正。在 5,8 级上纠正其余不平衡量的一半。在 4,9 级上完成转子的最终平衡。 如两校正面不平衡点方位夹角大于 100°,平衡从 4,9 级转子开始,按初始不平衡的 1/3 纠正。在 5,8 级上纠正其余不平衡量的一半。在 4,9 级上完成转子的最终平衡。	卧式平衡机	950
带模拟转子终平衡	动平衡	2	串动叶片位置与加平衡块的方法消除不平衡量。	卧式平衡机	950

高压涡轮模拟转子与高压转子装配完成后,调装到平衡机上,找正基准 A、B(见图 3),检查模拟转子 M 面、F 面跳动应不大于 0.038,检查高压转子一级盘 E 处跳动不大于 0.06。检查合格后,开动平衡机进行平衡,将模拟转子相对高压转子转 180° 再次装配后平衡测量,即转位平衡消除模拟转子剩余不平衡量及装配位置误差影响,测定出高压压气机转子的真实剩余不平衡量后进行装配叶片,具体见表 2。

表2 高压转子剩余不平衡量与振动值关系

发动机号	高压转子剩余不平衡量 / (g·mm·deg)	试车振动值
第一台	工厂: ML:81.66/130, MM:114.5/224;	工厂试车:12
	检验: ML:117.8/63, MM:107.7/31。	检验试车:11
第二台	工厂: ML:122.1/112, MM:80.18/136;	工厂试车:36
	检验: ML:94/156, MM:113.3/31。	检验试车:30
第三台	工厂: ML:120.4/173;MM:48.35/341;	工厂试车:31
	检验: ML:113.4/232;MM:91.24/137。	检验试车:7
第四台	工厂: ML:67.07/320, MM:33.04/261;	工厂试车:53
	检验: ML:83.5/55, MM:76.03/324。	检验试车:33
第五台	工厂: ML:112.3/47, MM:124/23;	工厂试车:10
	检验: ML:118.4/9, MM:121.6/137。	检验试车:11
第六台	工厂: ML:86.84/87, MM:112.6/331;	工厂试车:13
	检验: ML:92.94/331, MM:22.75/158。	检验试车:20
第七台	工厂: ML:112.1/96, MM:89.62/162;	工厂试车:31
	检验: ML:113.9/358, MM:102.8/174。	检验试车:10
第八台	工厂: ML:113.5/68, MM:126.0/124;	工厂试车:10
	检验: ML:75.90/349, MM:70.86/330。	检验试车:10
第九台	工厂: ML:70.63/161, MM:51.16/291;	工厂试车:13
	检验: ML:66.48/40, MM:80.94/225。	检验试车:12
第十台	工厂: ML:97.84/288, MM:110.9/209;	工厂试车:30
	检验: ML:82.11/7, MM:102.3/13。	检验试车:8

(下转第 90 页)

(1)在 AC-DIAMS 软件下,通过测量叶片型面上的几个特殊 K 点以及进、排气边缘的最高点来评价叶型相对榫头的位置。它通过微平面法来获取不规则平面上点的矢量,这种测量方法在测量每一叶片,每一个点时都需要采 3 个点才能获得点的矢量,测量效率比较低。

(2)在 PC-DIMS 软件下,通过叶身上特殊 K 点,刺穿 CAD 模型来获得点的矢量,通过测量点与数模上的理论点对比、计算出测量结果,叶身 K 点测量如图 7 所示。

(3)在 PC-DIMS 软件下,利用专用叶片测量分析软件进行测量、分析,获得测量结果,数据报告如图 8 所示。

综上所述,用 PC-DIMS 软件以及 AC-DIMS 软件

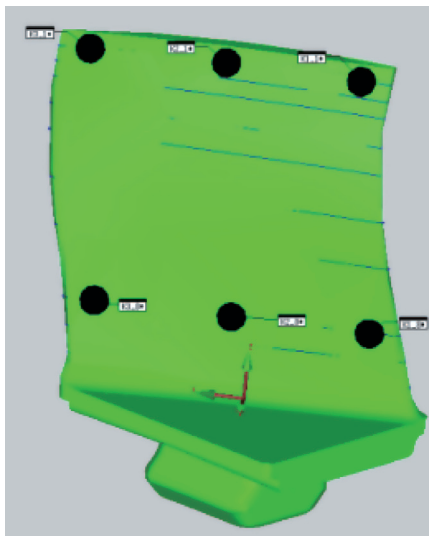


图7 小叶片叶身 K 点测量示意图
Fig.7 K -point measurement of small blade

Section A3						
LE THICK	0.457	0.532	-0.074	0.000	-0.060	-0.014
TH THICK	0.434	0.430	0.004	0.000	-0.060	-0.004
MAX THICK	0.982	1.084	-0.102			-0.002
CHORD WIN	19.925	19.993	-0.068			
CV CONT MAX	-0.137	0.000	-0.137			0.087
CV CONT MIN	-0.346	0.000	-0.346	0.050	0.050	-0.296
CC CONT MAX	0.267	0.000	0.267	0.050	-0.050	0.217
CC CONT MIN	0.053	0.000	0.053	0.050	-0.050	0.003
STACK X	0.006	0.000	0.006	0.100	-0.100	
STACK Y	0.023	0.000	0.023	0.100	-0.100	
LE THICK	0.584	0.680	-0.096	0.100	-0.100	
TE THICK	0.485	0.516	-0.031	0.100	-0.100	
TWIST ANG	-0:13:43	+0:00:00	-0:13:43	+0:12:00	-0:12:00	-0:01:43
LE POS'N	8.059	8.061	-0.002	0.050	-0.050	

图8 专用叶片测量分析软件数据报告示意图
Fig.8 Report from specialized analysis software for blade measurement

测量结果十分相近,而用专用叶片测量分析软件进行测量、分析的结论误差比较大,所以对于曲率比较大的型面,不能利用专用叶片测量分析软件直接进行测量、分析,因为该软件将会把三维型面在某一平面上进行投影,按二维曲面进行计算,造成测量误差。虽然在 AC-DIMS 软件下测量的准确性很高,但比起在 PC-DIMS 软件下,利用特殊 K 点刺穿 CAD 模型的测量方法效率低很多。通过对比测量,可以看出,在 PC-DIMS 软件下利用特殊 K 点刺穿 CAD 模型测量方法,在准确度及效率方面都优于前两种测量方法。

3 结束语

通过多次的测试比对实验,以及对以往将三维叶型曲面转换成二维特征进行测量评定时的误差来源分析,证明利用 CAD 数模测量大曲率叶型的测量技术,不但能准确提供叶片的尺寸信息,而且在测量效率方面也有很大的提高。

新型叶片已经广泛地采用了三维设计方法,通过对“航空发动机叶片大曲率型面测量方法”研究,将三维空间检测分析方法成功地应用到实际生产任务中。新测量方法对叶型质量状况的反映更加符合设计的要求、更加的准确、更加的直观、更加高效。

(责编 良辰)

(上接第 80 页)

为验证模拟平衡工艺方法的有效性,对采用模拟平衡工艺方法平衡的高压转子,进行 10 台份发动机试车跟踪,统计发动机振动值(见表 2),95% 的高压转子在试车时振动值符合振动指标,满足发动机试车合格率 80% 的要求,从而证明模拟平衡工艺方法可应用于航空发动机转子的动平衡。

6 结束语

目前已用于发动机转子的动平衡实践中的模拟平衡的方法,有如下优点:

- (1)模拟转子外形结构简单、易于装配操作、可靠性高、使用寿命长、便于维修。
- (2)模拟转子较真转子平衡造价低,可避免真转子反复装配带来的损伤。
- (3)模拟平衡方法组装速度快、模拟平衡系统精确度较高、实用性强。
- (4)模拟平衡的方法,特别适用于单元体结构设计的新一代航空发动机,可实现快速故检、快速排除故障,且外场维护性好。

(责编 三丰)