

# 某发动机外场地面面试车振动监测限制值确定研究

秦海勤<sup>†</sup> 徐可君 张龙平 于晓琳

(海军航空大学 航空机械工程与指挥系(青岛校区), 青岛 266041)

**摘要** 针对某发动机缺乏外场地面面试车振动监测限制值,严重影响安全使用的客观事实,在该型发动机结构特点分析的基础上,借助于转子动力学有限元技术,建模分析了该发动机的转子动力学特性,明确了应重点监测燃气涡轮机匣处振动,为外场振动实测提供了理论指导.结合大量的外场实测振动数据分析,基于旋转机械振动监测限制值确定的通用原则,初步给出了工程适用的外场地面面试车振动监测限制值建议.

**关键词** 限制值确定, 外场实测, 航空发动机, 振动监测, 地面试车

DOI: 10.6052/1672-6553-2018-065

## 引言

众所周知,振动是航空发动机机械状态运行是否良好的重要指标之一.因此,为保证发动机的可靠性和安全性,在实际使用中必须密切监视发动机的振动,使其严格限制在规定的范围内.某发动机作为某系列直升机的动力装置,系引进国外产品的国产化.由于早期引进时并未对外场使用的振动监测限制值作过多要求,加之国产化过程中的多次改进或改型,使得结构系统的改动和材料的更改等对发动机的振动特性产生了较大影响.这些都导致该发动机自装备部队以来一直无外场有效的地面面试车振动监测限制值可依.而实际使用中振动故障时有发生,因此为保证该型发动机的飞行安全有必要开展外场振动监测限制值的确定研究.

发动机振动限制值确定是公认的一个较为难以解决的问题,见诸公开报道的文献非常有限.如文献[1]对发动机整机振动标准问题进行了一定程度的探讨,并指出振动限制值确定是一个探索、验证的过程.若选择不当就会冒风险.文献[2]从试车振动数据出发,给出了两种确定发动机振动限制值的概率统计方法.而文献[3]进一步探讨了整机测振中的几个基本问题.上述研究为发动机外场振动限制值确定提供了有益借鉴和参考.但发动机外场振动有其特殊性,一是外场发动机处于装机状态

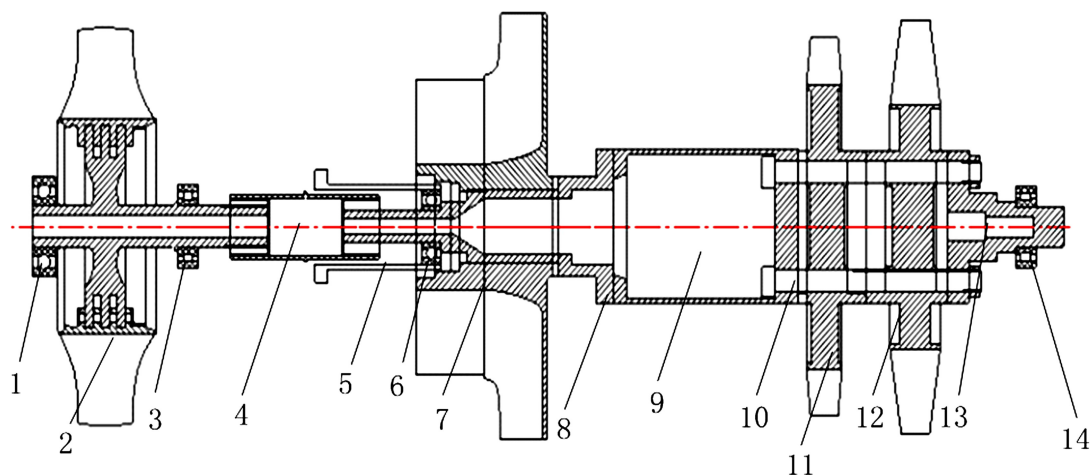
即所测振动一定程度包含了飞机的振动;二是为保证装备和飞行员安全,外场不允许飞机和发动机在故障状态下运行,因此,外场测振数据主要为正常状态下的数据,很少或几乎没有故障状态下的数据.故开展外场振动监测限制值确定面临的一个非常棘手的问题是故障数据的缺乏.

本文首先对该型发动机转子特点和支承特性进行了分析.然后,借助于转子动力学有限元技术,建模分析了该发动机的动力学特性,为外场振动实测提供了一定理论指导.最后,结合大量的外场实测数据分析,基于旋转机械振动监测限制值确定的通用原则,给出了该发动机工程适用的外场振动监测限制值建议.

## 1 发动机结构特点分析

发动机的结构特性对其振动有巨大影响,不同的结构特点将导致不同的振动.因此,为制定合理可行的振动监测限制值,必须对发动机的结构特点进行深入分析.由于转子系统是发动机等旋转机械的主要激振源,因此,为抓住主要矛盾,本文主要对该发动机的转子系统进行分析.图 1 为其转子系统结构示意图.

由图 1 可看出,该型发动机压气机由一级轴向往式压气机和一级单面离心式压气机组成.其中轴向往式压气机转子由离心式压气机转子带动,两者通过



1.fore bearing of axial-flow compressor; 2.axial-flow compressor rotor; 3.rear bearing of axial-flow compressor; 4.clutch; 5.squirrel cage type elastic support; 6.fore bearing of centrifugal compressor; 7.centrifugal compressor rotor; 8.rear rotor of centrifugal compressor; 9.main drum shaft; 10.maneton bolt; 11.the first reaction wheel; 12.the second reaction wheel; 13.rear shaft of turbine; 14.rear bearing of gas turbine

图1 转子系统结构示意图

Fig.1 Rotor system structure diagram of the engine

联轴套齿实现可靠连接.而离心式压气机转子通过鼓形主轴和四根拉紧螺栓将第一、二级燃气涡轮转子连接起来.通常将离心式压气机转子和燃气涡轮转子组成的整体称为联合转子.

在整个转子支承系统中轴向式压气机转子通过两个支点支承.前支点为球轴承,承受压气机转子的轴向力和径向力,后支点为滚子轴承,承受压气机转子的径向力.联合转子也支承在前、后两个轴承上.其中前轴承为球轴承,承受轴向力和径向力,使联合转子轴向定位.该轴承安装于鼠笼式弹性支座5内,位于离心式压气机转子轴的前轴颈处.后轴承为滚子轴承,位于涡轮转子后轴上,承受涡轮转子的径向力.由于离心式压气机前支承为鼠笼式弹性支承,因此,在后续分析中,对于离心式压气机前支承的支承刚度综合考虑弹性支承与轴承的串联,而其他支承的支承刚度只考虑轴承的刚度.

另需说明的是,该发动机的扭矩由自由涡轮输出(图1中未示出).自由涡轮与减速器相连接,通过减速器的输出轴把发动机功率输出给直升机.由于自由涡轮与燃气涡轮转子相互分离,无机械连接,且自由涡轮结构相对简单.在实际工作中自由涡轮所造成的振动影响远不及燃气涡轮大<sup>[4,5]</sup>.因此,为简化分析,本文对自由涡轮暂不考虑,重点研究燃气发生器转子系统产生的振动.

## 2 转子系统动力学特性分析

### 2.1 转子系统的离散化

通过上述分析已知,该发动机转子系统是一个复杂的质量连续分布的弹性系统,具有无限多个自由度.为便于分析计算,在适当合理简化的基础上将其离散化为自由度有限的数学模型系统.在进行离散化时,遵循了通用的离散化原则即划分时都将节点划分在转子轴相应圆盘、联轴器、轴承轴颈中心、轴截面突变处.同时考虑到该发动机无论压气机盘还是涡轮盘宽度均较大,进行划分时将压气机各个盘和涡轮各个盘分别离散化为两个集总质量并划分在与其对应的两个节点处.同时,为便于后续振型图的分析,进行单元划分时尽可能做到精细处理,如对于离心式压气机盘和涡轮盘之间的鼓形主轴,在划分时采取了将其均匀划分为若干小单元的精细化划分处理方式.最终离散化后的有限元计算模型如图2所示.

由图2可以看出,整个转子系统划分为26个结点单元,其中有10个圆盘单元,分别在2、3、10、11、12、13、20、21、22和23号结点上,4个支承单元分别在1、4、10和26号结点上,其中离心式压气机前轴承和弹性支承共同串联划分在10号结点上.

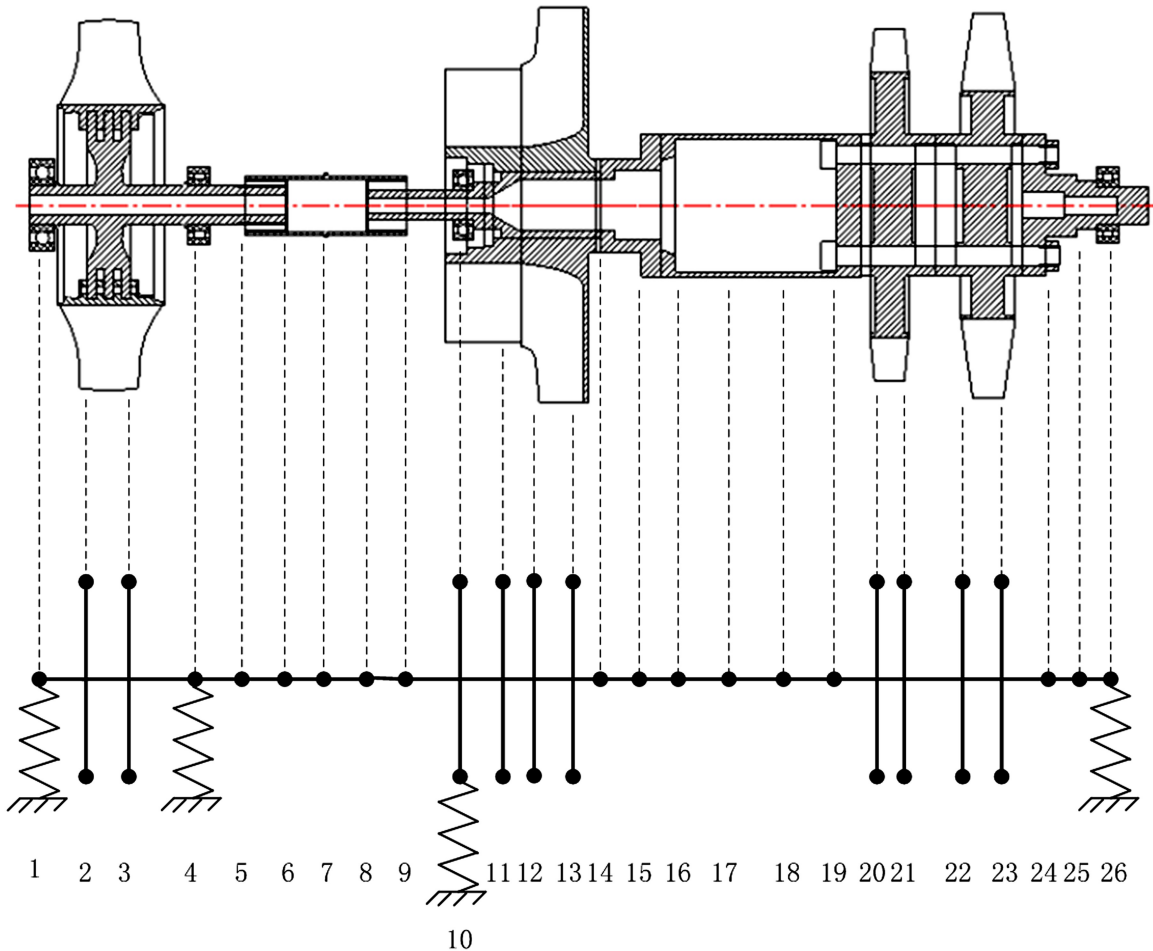


图 2 转子系统模型及单元结点的划分

Fig.2 System model and division of the element

2.2 临界转速计算

根据划分的有限元离散化模型,编写了通用计算程序,根据相关材料手册<sup>[6]</sup>,确定了有限元模型各物理参数.最终计算的该发动机转子系统前五阶临界转速见表 1.

表 1 前五阶临界转速对比

Table 1 Contrast of five order critical speeds

Critical speed order	Considering gyroscopic effect (r/min)	No considering gyroscopic effect (r/min)	Relative difference (%)
First order	4175	3999	4.2
Second order	14399	13674	5.0
Third order	21215	17285	18.5
Fourth order	36415	26535	27.1
Fifth order	48177	35092	27.2

分析表 1 可看出,在低转速情况下陀螺效应的影响不是特别明显,但随着转速的增加,陀螺效应的影响逐渐凸显.同时分析表 1 可看出,在该发动机整个转速范围内,存在三个临界转速,即 4175r/min、

14399 r/min 和 21215r/min.前两阶临界转速较小,在实际工作时处于起动阶段能够快速通过,危害性不是很大.而第三阶临界转速处于常用的工作转速范围,具有一定的危害性.该临界转速为最大转速的 63%,这与其维护手册中规定的在 60%~70%转速范围不能停留过多的规定较为吻合.

2.3 振型分析

图 3 为计算所得的该发动机转子系统前 5 阶振型图.

分析图 3 可以看出,在前 5 阶振型当中节点 10 至节点 26 之间即离心式压气机前轴承至涡轮后轴承之间的转子振动相对较大.尤其在第 3、4 阶振型图中,23 号节点(23 号节点对应的是燃气涡轮盘)附近的振动非常明显.说明在该发动机工作过程中,燃气涡轮盘对应的振动较大.同时分析该图发现,在 4 个轴承对应的 1 号、4 号和 26 号节点处振动较小,而 10 号节点对应的弹性支承处的振动相对较大.

2.4 不平衡响应分析

振型分析虽然能够一定程度反映各节点的振动大小,但所反映的量值均为相对振动量,并不是转子系统真实的振动量.为确定最终的振动限制值,必须得到在实际不平衡量下的真实振动值.为

此,将其允许的不平衡量输入编写的通用计算程序,得到如图4所示的节点2、12、20、22处的不平衡响应.结点2、12、20、22分别对应为轴向式压气机转子、离心式压气机转子件、第一级涡轮盘和二级涡轮盘.

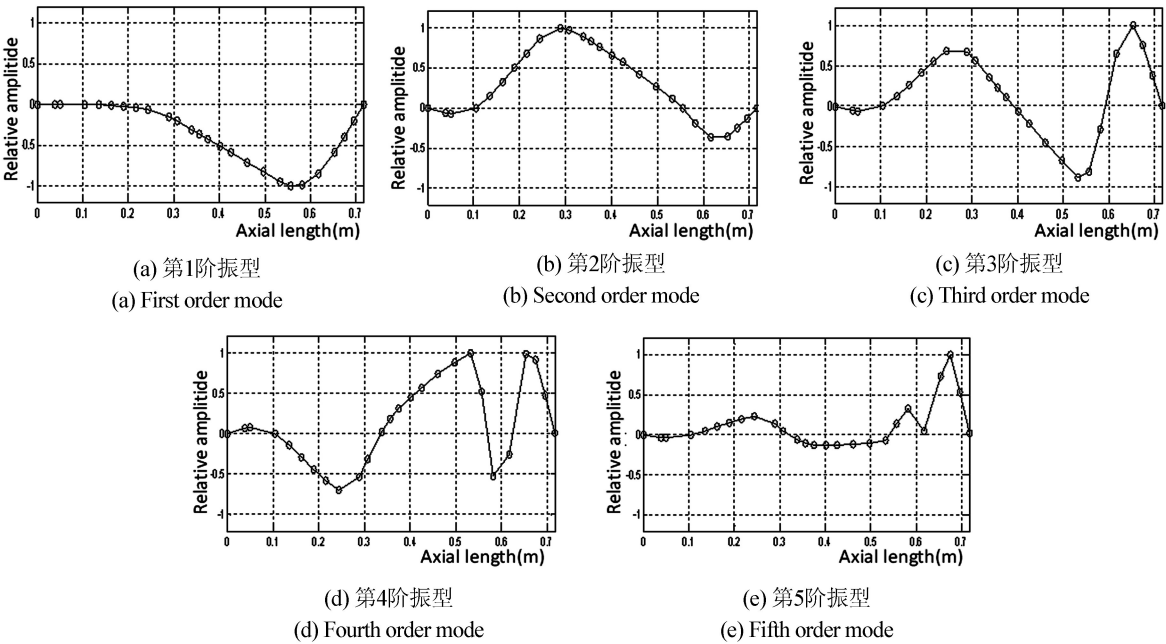


图3 前5阶振型  
Fig.3 First five modes

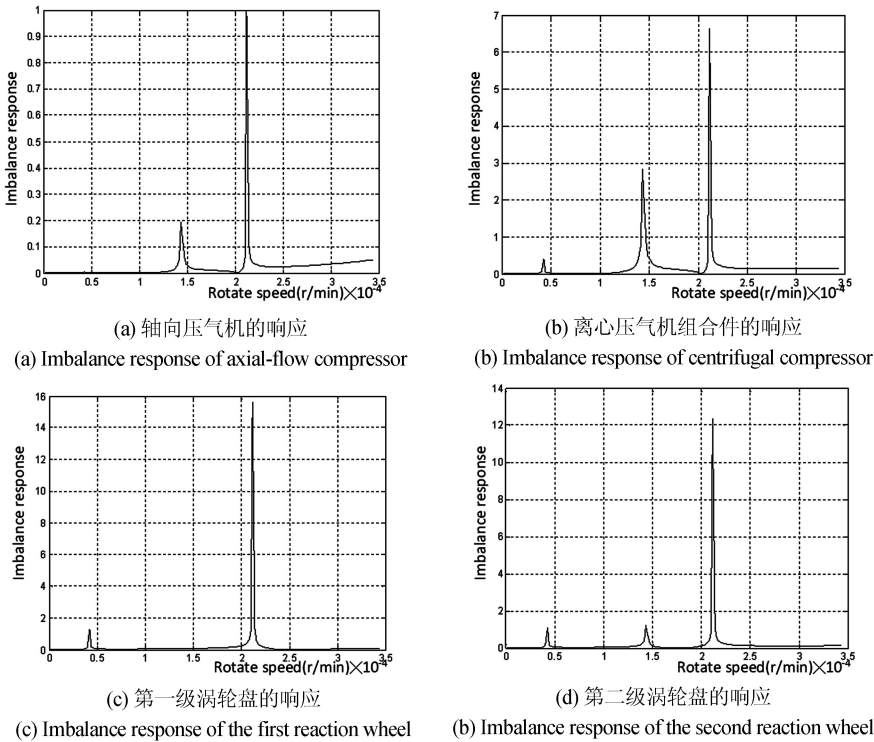


图4 发动机转子的不平衡响应  
Fig.4 Unbalanced response of the engine rotor



分析图 4 可以看出,轴向式压气机和离心式压气机处的振幅均较小,最大分别为 1mm/s 和 6mm/s,而燃气涡轮第一、二级盘处的振幅均较大,分别为 16mm/s 和 12mm/s,且对应最大值都在第三阶临界转速处.进一步说明,燃气涡轮振动较大,与前文的分析结论一致.所以,在外场实际振动监测时,应重点监测燃气涡轮机匣处的振动值.

3 发动机振动实测

为制定合理可行的振动监测限制值,必须开展大量振动实测.为此,结合某部的日常维护,在不影响其正常工作的前提下,进行了若干次振动实测.在测试时依据上述动力学特性的分析结论,即燃气涡轮机匣处的振动较大,基于国军标中通常将测振点放置在压气机机匣或涡轮机匣等刚性较大部位和重要构件的选定原则<sup>[7,8]</sup>参考发动机测振点的选择方法<sup>[9]</sup>,同时考虑到传感器的安装空间限制,选择联合转子后轴承的涡轮机匣处作为测振点,如图 5 所示.

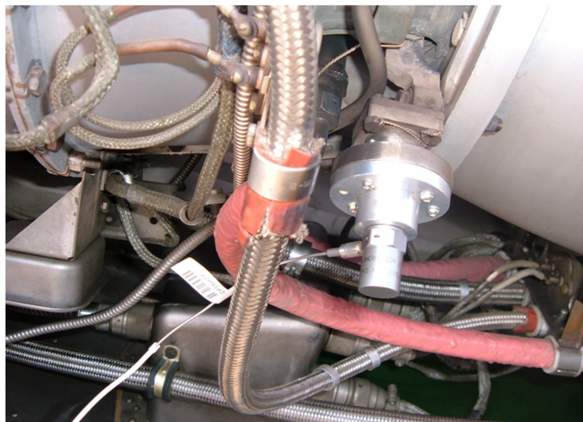


图 5 传感器安装示意图  
Fig.5 Diagram of the sensor installed

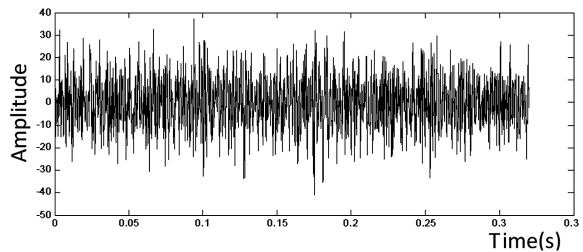


图 6 实测信号  
Fig.6 Real testing signal

另外,参考外方维护规程中的给定内容,结合国内外航空发动机外场振动监测,绝大多数选择振

动速度有效值作为振动表征参数的发展趋势,本文也选择以振动速度有效值作为该发动机外场振动监测的表征参数.如图 6 为某次实测的其中一段数据.

由于发动机实际振动信号非常复杂,通常没有必要监测所有频带范围内的振动信号.目前绝大多数发动机监测的主要是转子的振动即以监测振动总量为主,所谓振动总量(整机振动)是指发动机常用转速范围内所有振动信号的总量<sup>[7]</sup>.故本文对于该型发动机也以监测振动总量为主,同时考虑到后续故障诊断的需要,分别设置了两个固定频带(称之为中频带和高频带),前者包括了发动机的 2 倍工作转速范围,后者包括了发动机 3~4 倍工作转速范围.如图 7 为从某次测试的原始信号中提取的振动总量,中频带和高频带振动速度有效值.

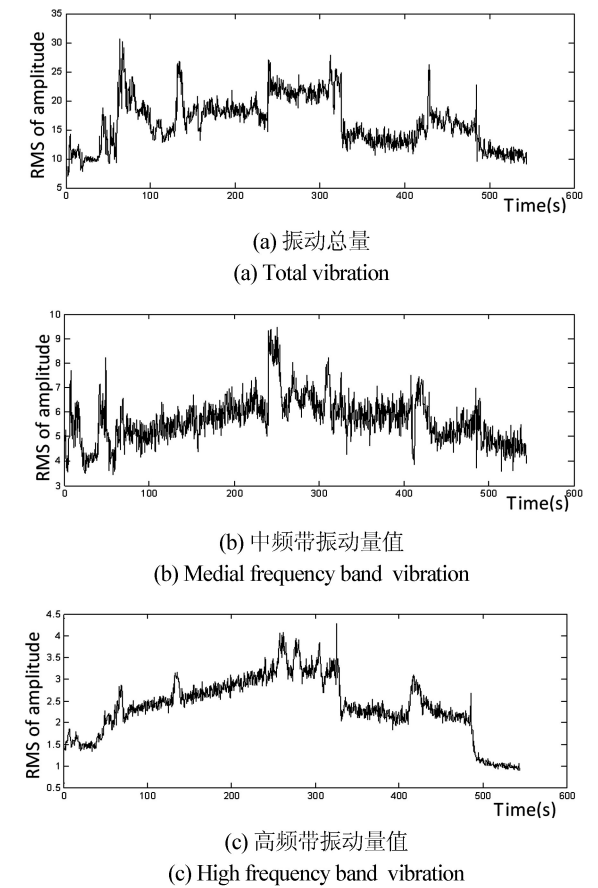


图 7 某次试车数据振幅有效值曲线图  
Fig.7 Curve diagram of RMS for one testing data

分析图 7 可以看出,不同采样时段内振动幅值变化较大,这是因为在实际工作中,作为主要激振源的发动机转子的转速,并不总是固定于某一值,而是随时间的变化而变化.可以看出,当转速处于

某一相对较小范围时,振动幅值波动较小,尤其是振动总量对此表现明显.

由于本文研究目的是确定整机振动限制值,并不针对某一特定工况.因此,某种程度上讲关心更多的是历次实测有效值所对应的最大值(简称为有效最大值).所以,提取每次实测所确定频带范围内的有效最大值,表 2 为其中五次实测的有效最大值.

表 2 五次测试数据的有效最大值(单位:mm/s)

Table 2 Peak value of RMS for 5 test data(unit:mm/s)

Number	Total vibration	Medial frequency band	High frequency band
1	22.91	8.32	2.92
2	26.52	7.61	3.82
3	30.93	9.41	5.10
4	21.31	6.81	3.35
5	18.30	7.73	3.78

分析表 2 可知,在这五次实测中振动总量有效最大值中对应的最大值为 30.93mm/s,最小值为 18.30mm/s,而由 3.4 节不平衡响应计算所得的涡轮盘部位的振动速度有效值的最大值为 16mm/s,较实测数据小.分析原因主要是由于进行建模时,忽略了诸如机匣、自由涡轮等的影响因素<sup>[10]</sup>.这些结构都会一定程度影响发动机的振动状况,加之发动机实际工作环境较为复杂<sup>[11]</sup>,存在直升机本身和旋翼等的影响,导致实测的振动值比理论计算值偏高.因此,在制定振动限制值时,应以实测数据为主要依据,理论计算值仅提供一定参考.

4 外场振动监测限制值确定

实测数据的获得,为监测限制值确定提供了一定物质基础,但正如本文开头所述,根据目前条件,很难获得故障状态下实测数据.为此,对历次所得的有效最大值进行统计,得到如图 8 所示的频率直方图.

分析图 8 可以看出,三个频带范围内历次所测的有效最大值较为符合正态分布,利用 W 检验对其进行检验<sup>[12]</sup>,表 3 为统计检验结果.

统计检验结果表明,三个频带范围内历次所测的有效最大值均服从正态分布.根据正态分布著名的“3 $\sigma$  原则”即认为正常状态下振动幅值以 97%的概率落在分布区间 $[\mu-3\sigma,\mu+3\sigma]$ 内(其中 $\mu$ 为均值, $\sigma$ 为方差).所以从统计的观点出发,可初步认为

正常情况下发动机的振动最大值一般不超过 $\mu+3\sigma$ ,允许的波动范围为 $\pm 3\sigma$ .按该原则初步确定在外场振动监测时应该引起注意的振动量值如表 4 所示.

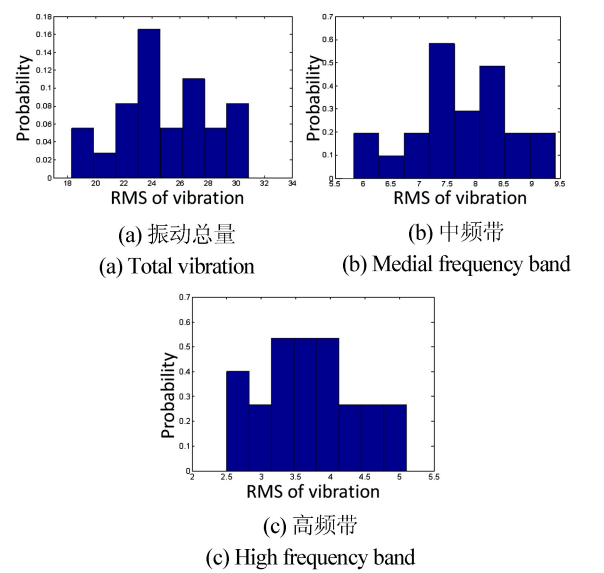


图 8 各频带有效最大值的分布图

Fig.8 Histogram of peak value of RMS

表 3 正态分布检验

Table 3 Test of normality

Test object	Total vibration	Medial frequency band	High frequency band
sample size	$n = 23$		
test level	$\alpha = 0.05$		
$\alpha$ quantile	$W_\alpha = 0.85$		
Statistic	$W = 0.9905 > W_\alpha$	$W = 0.9863 > W_\alpha$	$W = 0.9913 > W_\alpha$
Result	normal distribution	normal distribution	normal distribution

表 4 发动机振动注意值(单位:mm/s)

Table 4 Vibration notice value of the engine(unit:mm/s)

	Total vibration	Medial frequency band	High frequency band
Notice value	34.11	10.42	5.70
Allow oscillation limit	18.96	5.34	3.84

表 4 虽然给出了外场测振的注意值,但仍然没有明确在什么量值下发动机振动比较危险.为此,对现有旋转机械振动标准进行分析研究.现有旋转机械振动标准是人类长期实践经验和旋转机械振动理论进步的结晶.虽然航空发动机与普通旋转机械结构存在较大差异,但航空发动机仍属旋转机械的范畴.故通过对已有旋转机械振动标准的研究,能够发现这些标准制定之初的某些原则或规定,从

而为该发动机振动监测限制值的确定提供有价值的参考.表 5 为对旋转机械常用或曾采用过的一些振动标准的分析(包括国际标准化组织颁布的

ISO3945 和 ISO2372,英国标准 BS4675,德国标准 VDI2056,我国国家标准 GB/T11347-1989).表中数值为相邻两级之间的倍数.

表 5 每一振动标准相邻两级之间的倍数关系

Table 5 Multiple relation of adjacent level of each vibration standard

Vibration standard	Adjacent level											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ISO2372 和 ISO3945	1.61	1.58	1.58	1.61	1.56	1.61	1.58	1.58	1.61	1.56	1.60	1.57
VDI2056	1.61	1.58	1.58	1.61	1.56	1.61	1.58	1.58	1.61	1.56	1.60	
BS4675	1.56	1.61	1.58	1.58	1.61	1.56	1.61	1.58	1.58	1.61	1.56	1.61
GB/T11347-1989	1.55	1.58	1.61	1.56	1.55	1.64	1.55	1.58	1.61	1.56	1.64	1.55

分析表 5 可知,各振动标准分级范围中相邻级量值的比值都在 1.585 左右,即 4dB.为何这些标准中都将更高一级限制值规定为比相邻一级限制值大 4dB 不在本文探讨范围之内,但这启发对于该型发动机振动总量的危险值某种程度可取为注意值的 1.585 倍即 54.06mm/s,进一步规整化 54mm/s.这与文献[1]中阐述的某些学者提倡的对于转速频率在 10~750Hz 范围内的航空发动机采用振动速度限制振动时,振动速度范围为 30~60mm/s 的观点相吻合.基于该原则,进一步确定中频带和高频带范围的振动危险值分别为 16 和 9(规整化后的值).

基于上述分析,结合该型发动机的外场维护实际,对于其外场振动监测(主要考虑振动总量监测)提出如下建议:

(1)在平时的振动监测中,当发动机的整机振动值接近 34mm/s 时,应引起足够重视,结合滑油光谱分析和历次振动监测值,判断是否存在明显增长趋势并进一步缩短监测周期.

(2)当相邻两次实测的整机振动值相差 18mm/s 时,也应引起足够重视,需结合其他监测参数密切关注发动机的运行状况,同时进一步缩短监测周期.

(3)当发动机的整机振动值达到或超过 54 mm/s 时,不赞成该发动机继续装机使用.

5 小结

针对某型航空发动机缺乏外场振动监测限制值,影响安全使用的技术难题,在对其结构特点分析的基础上,借助于转子动力学有限元技术,建模分析了该发动机的动力学特性,为外场振动实测提

供了一定理论指导.结合大量的外场实测振动数据分析,基于旋转机械振动监测限制值确定的通用原则,给出了工程适用的外场振动监测限制值建议.

最后,需指出的是本文给出的限制值建议仅仅是初步的,对于该型发动机外场振动监测限制值的进一步完善和补充尚需结合后续大量实测.

致谢

某部李国策高工和宋波副大队长等在发动机实测过程中提供了大量帮助和支持,在此表示感谢.

参 考 文 献

1 李文明. 新机研制中整机振动及其限制值实践与思考. 航空发动机, 2002(2):22~26 (Li W M. Engine vibration and its limit in development of new engine-practice and consideration. *Aeroengine*, 2002(2):22~26 (in Chinese))

2 王俨凯,廖明夫. 基于试车数据统计的振动限制值确定方法. 推进技术, 2008,29(5):617~621 (Wang Y K, Liao M F. Estimating vibration limit value based on statistics for engine testing data. *Journal of Propulsion Technology*, 2008,29(5):617~621 (in Chinese))

3 王俨凯,王理,廖明夫. 航空发动机整机测振中的基本问题分析. 航空发动机, 2012,38(3):49~53 (Wang Y K, Wang L, Liao M F. Analysis of basic problems for aeroengine vibration measurement. *Aeroengine*, 2012,38(3):49~53 (in Chinese))

4 370 厂. 某型发动机技术说明书. 370 厂, 1998,8 (370 Factory. Technical specification for a certain type of engine. 370 Factory,1998,8(in Chinese))

5 370 厂. 某型发动机维修手册. 370 厂, 1998,8 (370

- Factory. Maintenance manual for a certain type of engine. 370 Factory, 1998, 8 (in Chinese))
- 6 中国航空材料编辑委员会. 中国航空材料手册第 1、2 卷. 北京: 中国标准出版社, 2002, 5 (China aeronautical materials editorial board. Handbook of China aviation materials volume 1 and 2. Beijing: China Standard Press, 2002, 5 (in Chinese))
  - 7 GJBz 20204-93. 航空涡轮喷气和涡轮风扇发动机振动标准, 1994 (GJBz 20204-93. Vibration standard of the aviation turbojet and turbofan, 1994 (in Chinese))
  - 8 GJB242-87. 航空涡轮螺桨和涡轮轴发动机通用规范, 1987 (GJB242-87. General specification for engines, aircraft, turboprop and turboshaft, 1987 (in Chinese))
  - 9 秦海勤, 徐可君, 江龙平. 某型发动机机载振动监测测振点选择研究. 推进技术, 2007, 28(6): 697~702 (Qin H Q, Xu K J, Jiang L P. Research on distribution of airborne vibration monitoring measuring points for the aeroengine. GJB242-87. *Journal of Propulsion Technology*, 2007, 28(6): 697~702 (in Chinese))
  - 10 孟照国, 王昊, 秦海勤等. 机匣参数对双转子航空发动机整机动力学特性的影响分析. 动力学与控制学报, 2018, 16(3): 258~264 (Meng Z G, Wang H, Qin H Q, et al. Analysis on influence of casing parameters on dynamic Characteristics of dual-rotor sero-engine. *Journal of Dynamics and Control*, 2018, 16(3): 258~264 (in Chinese))
  - 11 韦瀚瀚, 卢文秀. 盘轴系统配合松动的振动特性研究. 动力学与控制学报, 2018, 16(3): 244~249 (Wei S H, Lu W X. Analysis on vibration characteristics of disk-shaft system with loose fit journal of dynamics and control. *Journal of Dynamics and Control*, 2018, 16(3): 244~249 (in Chinese))
  - 12 梁小筠. 正态性检验(三). 上海统计, 2002(12): 24~28 (Liang X J. Normality test(three). Shanghai Statistics, 2002(12): 24~28 (in Chinese))

## RESEARCH ON EVALUTION OF VIBRATION LIMIT VALUE FOR AN AEROENGINE FIELD GROUND TEST RUN<sup>\*</sup>

Qin Haiqin<sup>†</sup> Xu Kejun Zhang Longping Yu Xiaolin

(School of Naval Aeronautical University, Department of Aviation mechanical engineering and management in Qingdao Branch, Qingdao 266041, China)

**Abstract** The study was taken in order to evaluate vibration limit value for an aeroengine and to improve its safety in utilization. Based on the analysis of characteristics of the engine structure and its rotor bearing, a model was built by means of rotor dynamics finite element methods. The dynamic performance of engine rotor was investigated. It points out that gas turbine case is key point for vibration monitoring. Field vibration tests were carried out according to the findings. Vibration data were fully studied. According to principles for rotating machinery vibration standards, the vibration limit values for field ground test were put forward, which was suitable to engineering.

**Key words** limit value evaluation, field testing, aeroengine, vibration monitoring, ground test