

基于动力学分析的发动机测振截面选取

王俨凯^{1,2}, 张占升^{1,2}, 廖明夫^{1,2}, 余 鹏^{1,2}

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 西北工业大学 动力与能源学院 旋转机械与风能装置测控研究所, 西安 710072)

摘 要: 研究了发动机测振截面选择的建模方法和优化算法。确定测振截面选择思路,建立转子-支承-机匣整机模型,计算正常和故障条件下转子动力学特性,并依据总体方案规定的传感器数目,确定测振物理量较大的转子截面或支承位置,完成振动传感器布置方案的初步确定。进一步提出测振方案优化方法,通过对实测数据进行分析,考虑实测信号的信噪比和信息冗余性,确定各测点振动数据有效信息量,判定测振方案是否合理,并选择机载测点。以某型发动机为例,设计监测点布置方案。结果表明:机载测点与该型发动机实际机载传感器测点位置相同,验证了测振方案的建立方法、优化方法和机载传感器选择方法正确可靠。单元敏感度越高,反映转子振动越明显。振动相似度越低,反映发动机整机振动特性越全面。研究结果为航空发动机测振截面布置提供重要依据。

关 键 词: 发动机测振; 动力学建模; 数目优化; 测点布置; 截面选取

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Section selecting for engine vibration measurement based on dynamic analysis

WANG Yankai^{1,2}, ZHANG Zhansheng^{1,2}, LIAO Mingfu^{1,2}, YU Peng^{1,2}

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Institute of Monitoring and Control for Rotating Machinery and Wind Turbines, School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Modeling method and optimization algorithm of vibration measurement section's selection of the engine was studied. The selection idea of vibration section was determined. The rotor-support-casing whole model was established. The rotordynamic characteristics were calculated under normal and fault conditions. And the section or bearing position of rotor in larger vibration was determined according to the number of sensors which the overall program requires. The initial layout of vibration sensor was completed. An optimization method for vibration measurement was proposed. The effective information of vibration data on each measuring point was determined by analyzing measured data and considering the signal-to-noise ratio and redundancy of measured signal. It was judged that whether the vibration measurement program was reasonable and the airborne measuring point was selected. A engine was taken as an example. The scheme of monitoring points was designed.

收稿日期: 2017-02-27

基金项目: 国家自然科学基金(51775436); 中央高校基本科研基金(3102017GX06005)

作者简介: 王俨凯(1978—),男,副教授,博士,主要从事转子动力学研究、航空发动机振动分析与故障诊断。

引用格式: 王俨凯,张占升,廖明夫,等. 基于动力学分析的发动机测振截面选取[J]. 航空动力学报,2018,33(6):1446-1455. WANG Yankai,ZHANG Zhansheng,LIAO Mingfu, et al. Section selecting for engine vibration measurement based on dynamic analysis[J]. Journal of Aerospace Power,2018,33(6):1446-1455.

The study showed that the airborne measuring point was the same as that of the real airborne sensor of the engine. It was verified that the establishment and optimization method and airborne sensor selection method were correct and reliable. The higher the element's sensitivity was, the more significantly the vibration of the rotor was reflected. The lower the vibration similarity was, the more completely the characteristics of engine vibration was reflected. The research result provides an important basis for the layout of vibration measurement of aero-engine.

Key words: engine vibration measurement; dynamic modeling; number optimization; measuring point arrangement; section selecting

整机测振是发动机地面试车的重要内容,需要在发动机机匣上安装几支测振传感器,并基于这几个测振通道的数据,来评估发动机的振动等级,为发动机故障诊断提供信息^[1]。因此,需要测振信息充分、完整,能够反映转子系统的运转特征^[2]。同时,大量的测振通道对于发动机台架测试来说,也是不现实的。目前,主机部分(不包括附件系统)的振动监测通道数大致为2~6支传感器。如何选择测振截面,合理地排布传感器,才能达到监测整机的要求,是新机研制中亟待解决的问题^[3]。

目前,工程上测振点布置基本采用沿袭和借鉴的方式确定。美国军标中规定测点选择一般位于发动机压气机机匣和涡轮机匣的安装边上,必要时可增设内部或附加测点^[4],但对其细节谈及很少。国内也开展了一些摸索和尝试性的研究工作^[5-6],但工程上仍采用沿袭和借鉴的方式。文献[7]研究了振动传感器支座结构差异对整机振动测试的影响。文献[8]通过对某型发动机台架试车不同点实测振动信号的分析对比,分析了进气机匣、中介机匣和涡轮后机匣3个截面各测点振动信号对于不同位置点的反映和敏感程度,得到较为合理的台架测振点选择方案。文献[9]提出可实现测点处2支任意夹角传感器所测振动信号的正交化转换的算法。文献[10]利用两个带机匣的航空发动机转子试验器验证了机匣测点信号可以用于滚动轴承故障诊断。文献[11]将发动机实测振动信号的分析对比,定性和定量分析了各测点振动信号对于结构故障的反映和敏感程度,得到机载测振点选择方案。但以上均是从测试数据分析出发,对于新机研制阶段,无法克服数据不足、数据代表性不强的问题。

本文提出一种基于动力学分析,从动力学建模计算和实测数据统计分析两个方面综合确定发动机测振测点的方法。一方面,建立转子-支承-机匣整机振动模型,考虑正常和典型故障条件下,发动机转子的挠曲变形分布以及支承上外力分

布,得到振动敏感度沿轴向的分布曲线,再综合考虑不同截面位置振动响应的敏感度和信息相似程度以及实际安装条件,得到测振截面重要度系数。另一方面,基于不同测点实测的振动数据,考虑数据的信噪比和冗余性,信噪比高的测点被保留,信息熵^[12]较大的方案被选择。通过上述两个环节,建立了测振截面选择方法和机载传感器数目收敛方法,为新研机型的测振截面选择提供依据,缩短定型周期,降低重复试车所带来的经费损失。

1 测振截面的选择思路

目前一般情况下,在发动机机匣上安装加速度传感器来测量振动。发动机上各处的振动均可由不同的传递路径传至机匣^[13]。极个别情况下可以在轴侧预埋位移传感器。轴侧安装的振动传感器监测的物理量一般是转子振动位移量,而机匣安装边上安装的振动传感器监测的物理量主要是转子支承外传力。振动传感器在振动数据采集过程中,要求振动数据完整,信息量大,各工况反映全面,能够反映转子系统的运转特征。所以工程上建立的轴侧振动传感器布置方案和机匣安装边振动传感器布置方案,必须保证各测点监测的振动信号来自于转子振动位移较大处和转子支承外传力较大处。

由此,测振截面选择,首先需要确定测振物理量;然后建立转子-支承-机匣整机模型,计算正常和故障条件下转子动力学特性,并根据计算结果显示测振物理量大小沿转子轴向或支承的分布情况;最后依据总体方案规定的测振传感器数目,确定测振物理量较大的转子截面或支承位置,也就是振动传感器需要监测的截面或支承,完成振动传感器布置方案的初步确定。

上述振动传感器初选方案是基于发动机转子动力学理论分析得到的,实测结果可能出现振动通道信噪比较低或振动通道冗余度较高的情况,所以需要对初步确定的振动传感器布置方案进行

优化,才可以得到最终的测振方案。基于动力学分析的测点位置选择思路如图 1 所示。

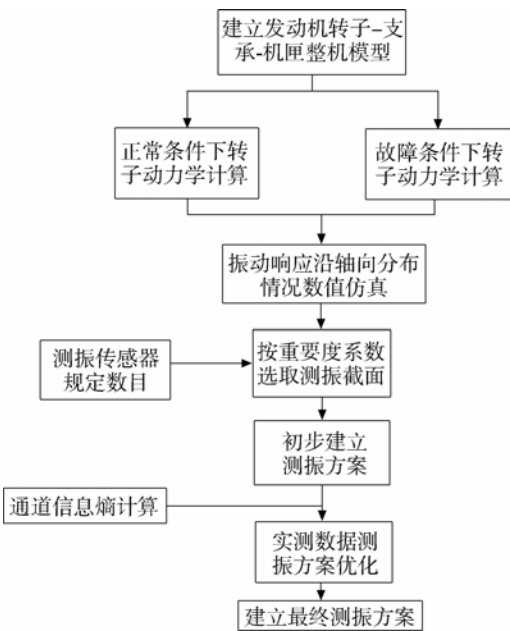


图 1 基于动力学分析的测点位置选择思路
Fig. 1 Selection strategy of measuring points based on dynamic analysis

2 轴侧布置传感器位置选择方法

2.1 选择思路

本文以某型发动机为研究对象^[14],简化实际转子结构,建立计算模型。根据不同工况和典型故障模式情况,采用离散时间传递矩阵方法^[3,15-16]得到模型在正常情况(不平衡力)下和典型故障力条件下的转子振动响应,随后以加载故障力下的模型为基础,提出了转子振动响应敏感度的概念,并给出了相应的计算公式,得到转子不同轴段的振动响应敏感度,根据敏感度来选择位移传感器的测振截面。传感器测振截面选择流程图如图 2 所示。

2.2 动力学建模与振动响应的求解

为了说明方法,以某型发动机为例,建立其动力学模型。该模型为双转子系统,高低压转子间

无中介轴承,高压转子支承在前后 2 个支承上,低压转子系统有 3 个支承。模型简化主要有以下几点:

1) 本文仅研究盘和轴的振动响应,并视叶片为非扭转、无厚度、与轴向平行,则盘-叶片系统极转动惯量是

$$I_{\text{pdb}} = I_{\text{pd}} + I_{\text{pb}} = m_{\text{d}}(D_{\text{d}}^2 + d_{\text{d}}^2)/8 + nm_{\text{b}}(D_{\text{b}}^3 - d_{\text{b}}^3)/[12(D_{\text{b}} - d_{\text{b}})] \quad (1)$$

盘-叶片系统直径转动惯量为

$$I_{\text{ddb}} = m_{\text{d}}(D_{\text{d}}^2 + d_{\text{d}}^2)/16 + nm_{\text{b}}c^2/12 \quad (2)$$

其中 I_{p} 表示极转动惯量, I_{d} 表示直径转动惯量, m 表示质量, D 表示外径, d 表示内径, n 表示叶片个数, c 表示叶片弦长, 下标 d 表示盘, b 表示叶片。

2) 不考虑销钉连接、套齿传扭等部分结构的影响。

3) 不考虑气动力、陀螺力矩和重力等的影响。

4) 对分叉结构进行链式等效,即将分叉部分的盘等效为主线结构上的一个外加盘,轴段等效为主线结构上的外加轴段。

5) 在没有进一步结构详细信息支撑的情况下,对低压、高压转子整体重心均假设位于最后一级压气机后站单元。

6) 假设该发动机没有中介支承,忽略低压、高压转子间的相互耦合,则可以将低压、高压转子振动响应分别计算。

低压转子模型结构参数:后轴颈前 $E=130$ GPa, $\rho=4\,480\text{ kg/m}^3$; 后轴颈 $E=200$ GPa, $\rho=7\,800\text{ kg/m}^3$; 后轴段 $E=210$ GPa, $\rho=7\,840\text{ kg/m}^3$ 。高压转子模型结构参数:前轴段至前轴颈 $E=200$ GPa, $\rho=7\,800\text{ kg/m}^3$; 1~7 级高压压气机鼓筒 $E=130$ GPa, $\rho=4\,480\text{ kg/m}^3$; 8、9 级高压压气机鼓筒、后轴段 $E=220$ GPa, $\rho=8\,320\text{ kg/m}^3$; 后轴颈至二支点 $E=205$ GPa, $\rho=8\,240\text{ kg/m}^3$ (其中 E 为材料弹性模量, ρ 为材料密度)。图 3 为高低压转子的动力学模型。

选取结构参数如表 1~表 2,计算阻尼为 $10^4\text{ N}\cdot\text{s/m}$ 。

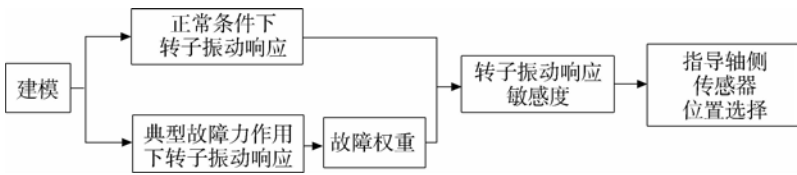


图 2 位移传感器测振截面选择流程图
Fig. 2 Flowchart of selecting displacement sensor measurement section

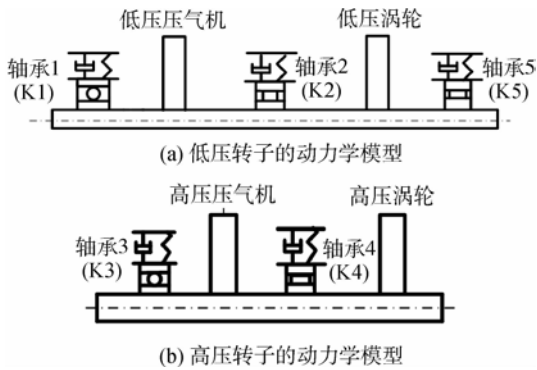


图 3 高低压转子动力学模型

Fig. 3 Dynamics model of low and high pressure rotors

表 1 轴承刚度

Table 1 Bearing stiffness

轴承	K1	K2	K3	K4	K5
刚度/ 10 ⁷ (N/m)	2.3	20	1.3	20	20

表 2 盘参数

Table 2 Disk parameters

转子	计算 节点序号	质量/ kg	极转动惯量/ (kg·m ²)	直径转动惯量/ (kg·m ²)
低压	5	94.50	5.37	0.40
	9	44.46	2.36	0.43
	13	36.74	2.24	0.51
	17	33.55	2.13	0.52
	19	37.73	2.53	0.68
	21	40.72	2.84	0.88
	23	32.35	2.37	0.75
	25	27.43	2.17	0.66
	27	37.80	3.43	1.27
	37	139.58	12.68	3.67
高压	8	75.13	4.00	1.69
	10	17.37	0.99	0.42
	12	16.97	0.96	0.41
	14	18.15	1.01	0.44
	16	23.98	1.31	0.59
	18	40.20	2.15	58.62
	20	59.33	3.07	1.47
	27	195.50	18.52	7.21

根据不同工况和典型故障模式情况,采用离散时间传递矩阵方法,将转子系统离散为若干轴单元、集中质量站单元、盘单元和支承单元,其中高压转子分为 28 计算节点,低压转子分为 41 计算节点,借助 Newmark-β 积分方法,得到在不同

力的激振条件下,转子的振动响应。

2.3 正常工况下转子的振动响应

基于上述动力学模型,可以得到正常工况条件下(仅在不平衡力的作用下)的挠度曲线。图 4 显示了某转速下,高压转子和低压转子系统仅在不平衡力作用下的振动挠度曲线。

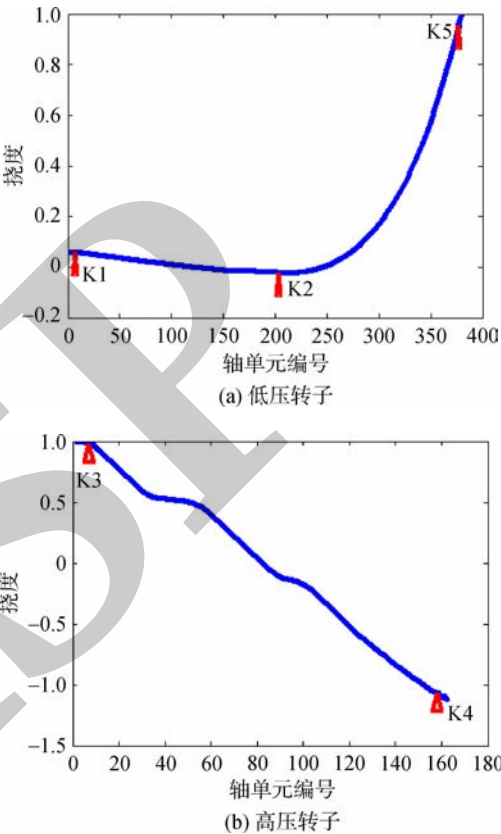


图 4 高压转子和低压转子系统正常工况下的振动挠度曲线

Fig. 4 Vibration deflection curve of high pressure rotor and low pressure rotor system under the normal condition

2.4 典型故障模式下转子的振动响应

每种发动机都会有典型的振动特征和故障模式。究其原因,常常因为结构和工作特点的综合作用,转-静系统受到不同形式的激振力。所谓的异常振动正是这些典型故障力作用下,发动机的振动响应。本文以目标型号发动机经常出现的异常振动(半倍频和 2 倍频 2 种激振力)为例,说明异常振动响应在测点位置选择中的应用。

半倍频激振力是气流激振致转子失稳的特征之一。这种故障模式往往在转子运行到 2 倍 1 阶临界转速时忽然出现,在短时间造成发动机振动幅值的大幅增加。如果外界工况条件转变(例如采取放气等措施),激振力可能突然消失,整机振

动幅值随即回落。图 5 为前述高压转子在该激振力下沿轴向的振动响应分布。

2 倍频在发动机整机振动中常常出现,可能是同心度不佳,也有可能为碰摩故障的伴随频率。图 6 显示了模拟的稳定 2 倍频激振力作用下,低压转子模型的振动响应沿轴向的分布曲线。

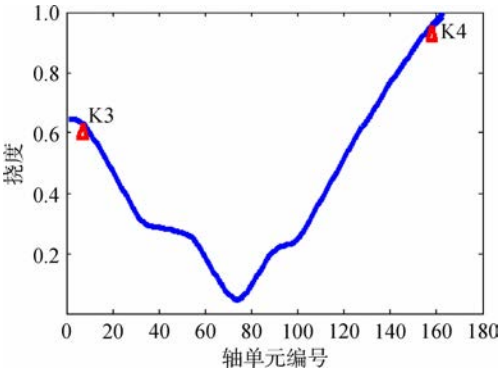


图 5 高压转子在典型故障模式下的振动挠度曲线
Fig. 5 Vibration deflection curve of high pressure rotor under typical fault condition

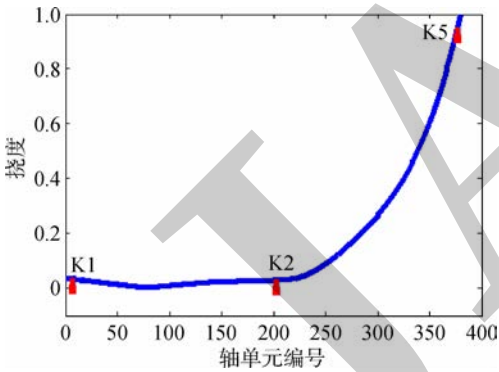


图 6 低压转子在典型故障模式下的振动挠度曲线
Fig. 6 Vibration deflection curve of low pressure rotor under typical fault condition

2.5 位移传感器位置选择

轴侧测振传感器监测的物理量是转子振动位移量,通过离散时间传递矩阵法对发动机转子动力学进行计算,可以得到转子周期内各单元振幅峰峰值 $y_i(f)$ 。比较得到最大峰峰值 $\max[y_i(f)]$,并通过式(3)对转子各单元峰峰值进行归一化,得到各单元在转速 f 下的相对振动响应 $Y_i(f)$

$$Y_i(f) = \frac{y_i(f)}{\max[y_i(f)]} \tag{3}$$

迭代计算全部工作转速下每个单元的相对振动响应,其中当转子在某转速 f_{fault} 易发生振动故

障时,除了计算该转速正常状态下的各单元相对振动响应 $Y_i(f_{\text{fault}})$,还需要计算转子加载该故障激振力时的各单元相对振动响应 $Y_{fi}(f_{\text{fault}})$ 。

将各单元各转速下相对振动响应通过式(4)线性叠加,得到各单元全过程相对振动响应 Y_i

$$Y_i = Y_i(f_1) + Y_i(f_2) + \cdots + Y_i(f_{\text{fault}}) + p \cdot Y_{fi}(f_{\text{fault}}) + \cdots + Y_i(f_w) \tag{4}$$

其中 p 为故障振动响应权重系数,反映该故障在数次试车过程中对振动情况的影响大小,由式(5)确定

$$p = \frac{x_{\text{fault}}}{X_{\text{sample}}} \times 100\% \tag{5}$$

式中 x_{fault} 表示 X_{sample} 次试车中出现该故障的试车次数。

比较各单元全过程相对振动响应计算结果,得到 $\max Y_i$ 。再通过式(6)对转子各单元全过程相对振动响应进行归一化,得到全过程转子各单元振动敏感度 R_i

$$R_i = \frac{Y_i}{\max Y_i} \tag{6}$$

单元振动敏感度 R_i 越高,则单元全过程平均振动位移量越大,反映的转子振动信息越明显。结合总体方案规定的测振传感器数目,比较得到较大振动敏感度 R_i 单元,这些单元所在截面即为轴侧测点测振截面。

需要指出的是,在最后依据振动敏感度确定轴侧测点测振截面时,仍要结合所选测振截面处发动机实际工作时的具体结构来进行确定。例如当所选测振截面位于盘截面时,由于叶片的干扰,将会导致传感器无法测得转轴振动信号。另如低压转子所选测振截面位于高压套轴截面区域时,传感器则无法安装。因此,该方法计算得到的结果在实际运用时,测振可达性是必须考虑的问题。

选取转速百分比区间为 $0\% \sim 100\%$,计算转速间隔条件为 $120 \text{ r/min} (2 \text{ Hz})$ 。考虑正常工况和故障工况,假设所有故障振动响应权重系数均为 0.33,得到全过程转子振动敏感度见图 7。

由图 7 可以看出,低压转子振动敏感度后端最大;高压转子振动敏感度两端较大,其中前端最大。建议在低压转子涡轮端截面和高压转子两端截面分别布置监测水平和垂直方向的振动传感器,条件允许的话也可以布置传感器对低压转子压气机端截面水平和垂直方向振动进行监测。

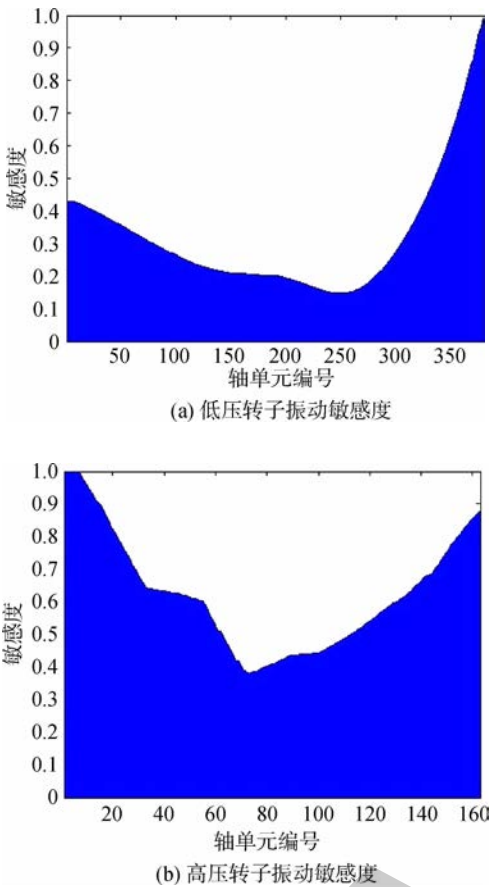


图 7 转子振动敏感度

Fig. 7 Vibration response sensitivity of rotor

3 机匣测振传感器位置选择

整机测振是发动机振动监测有别于地面旋转机械的特殊之处。鉴于机匣振型和转子振型存在依存关系,但不能相互对应,因此,直接通过转子振型来估算机匣测振传感器位置是不可取的。但是如果在机匣承力框架处安装加速度传感器来拾取力信号,则由承力路径传递来的外传力,就搭建

了机匣测振和转子模态之间的联系。本文采取计算支撑处外传力的方式来进行机匣测振截面选取研究。位于机匣安装边上的振动传感器监测的物理量是外传力,因此需要通过计算得到较大平均外传力处的支承位置来确定机匣测振截面。但是,由于发动机中至少包括高压转子和低压转子两个激振源,工况较多,在不同工况下,高低压转子的振动响应及截面上测得的外传力各不相同。在选择测振截面时,应该对双转子、全工况、正常和异常状态的全方位反映,因此在考虑振动敏感度的同时,还需要考虑各测振截面的相似程度,相似度越低越好,说明反映发动机整机振动特性越全面。测振截面选取流程如图 8 所示。

1) 外传力敏感度筛选

假设在转速 f 下,求解得到的支承单元 K_i 振动时域波形是 $A_i \sin(2\pi ft + \varphi_i)$,则 K_i 处最大外传力为

$$F_{Ki}(f) = k_i A_i \tag{7}$$

式中 k_i 为 K_i 处的支承刚度; A_i 为最大振幅。通过式(7)计算出转子所有支承的最大外传力,支承外传力通过承力框架传至机匣安装边位置,并比较得到 $\max[F_{Ki}(f)]$ 。再通过式(8)对各支承处最大外传力进行归一化,得到各支承处在转速 f 下的相对最大外传力 $q_{Ki}(f)$ 为

$$q_{Ki}(f) = \frac{F_{Ki}(f)}{\max[F_{Ki}(f)]} \tag{8}$$

迭代计算全工作转速下每个支承处的相对最大外传力,其中当转子在转速 f_{fault} 易发生振动故障时,除了计算正常状态下的各支承处相对最大外传力 $q_{Ki}(f_{\text{fault}})$,还需要计算转子在故障激振力时的各支承处相对最大外传力 $q_{iKi}(f_{\text{fault}})$ 。

将得到的相对最大外传力通过式(9)线性叠

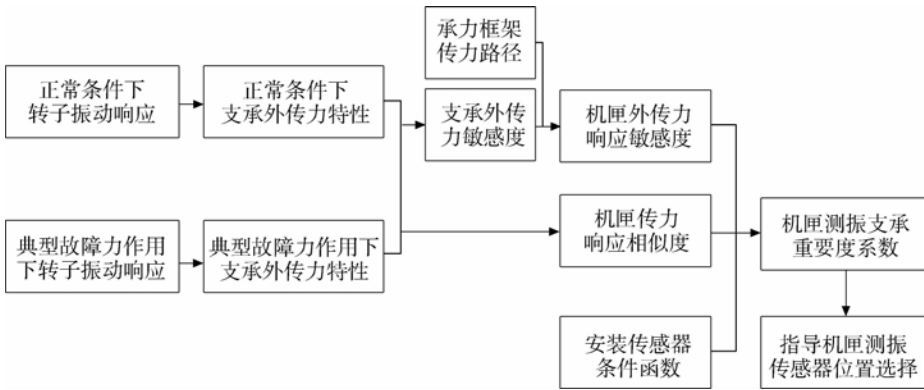


图 8 测振截面选择流程图

Fig. 8 Flowchart of vibration measurement cross-section

加,得到各支承处全过程相对最大外传力 Q_{Ki}

$$Q_{Ki} = q_{Ki}(f_1) + q_{Ki}(f_2) + \cdots + p \cdot q_{Ki}(f_{\text{fault}}) + \cdots + q_{Ki}(f_w) \tag{9}$$

其中 p 是故障振动响应权重系数。

比较各支承处全过程相对最大外传力计算结果,得到 $\max Q_{Ki}$ 。再通过式(10)对转子各支承处全过程相对最大外传力进行归一化,得到全过程支承处外传力敏感度 r_{Ki}

$$r_{Ki} = \frac{Q_{Ki}}{\max Q_{Ki}} \tag{10}$$

全过程支承处外传力敏感度 r_{Ki} 越高,支承平均外传力越大。

2) 振动相似度筛选

相似度是指不同参数之间的相关程度,取值范围为 $0\sim1$,相似度越小表明变化的趋势越不相似,相似度越大表明变化的趋势越相似。

本文以最大外传力的支承为相似目标,计算其他支承 Ki 与最大外传力支承的振动相似情况,用参数 $r_{Ki,Kmax}$ 表示,下标 $Kmax$ 表示最大外传力支承。

当两个支承的传力响应相似度 $r_{Ki,Kmax}$ 较小时,说明这两个支承组合能够反映更多的振动信息。

3) 测点位置的选择

结合各支承处外传力敏感度和支承间振动相似度计算结果,提出机匣安装边测振支承选择优先级 S_{Ki} 为

$$S_{Ki} = \omega_1 r_{Ki} + \omega_2 (1 - r_{Ki,Kmax}) \tag{11}$$

式中 ω_1 和 ω_2 分别为支承处外传力敏感度选择和支承间振动相似的选择的权重系数。

根据总体方案规定的测振传感器数目,依次确定机匣安装边测振支承选择优先级较高的支承,因为支外传力经承力框架传至机匣安装截面,然后在相应的安装截面处布置传感器。其中建议分别布置监测水平和垂直方向振动的两个测点。

4 测振方案优化方法

前文研究的轴侧测振测点位置选择方法和机匣安装边测振测点位置选择方法仅是由发动机转子动力学仿真计算得到的。由于转子动力学建模和计算过程中忽略了很多实际影响因素,如机匣变形会吸收振动能量,机匣与支承间不同的连接结构会相应地减小支承外传力,所以有必要结合各测点实测振动数据对基于动力学建立的测振方案进行验证和优化。通过对实测数据进行分析,考虑实测信号的信噪比和信息冗余性,确定各测

点振动数据有效信息量,判定测振方案是否合理,并选择机载测点。

4.1 有效信息量的表示方法

发动机在试车过程中,由于各种干扰的存在,各测点采集到的振动数据中均包含有部分噪声信息。噪声信息在振动数据中占有的比重越大,对发动机振动监测及故障诊断越不利;足够充分和明显的振动有效信息才可以为发动机振动监测及故障诊断奠定基础。所以有必要提出一个标量——测点有效信息量,用来衡量测点所测振动数据中的有效信息比重。

本文定义测振通道 n (记为 CHn)有效信息量 I_{CHn} 的计算公式为

$$I_{CHn} = \frac{\sum \overline{A_X}}{\overline{R}_{ms}} \tag{12}$$

式中 $\overline{A_X}$ 为特征倍频 X 的幅值平均值; $\overline{R}_{ms}$ 为有效值平均值。

测点有效信息量 I_{CHn} 越大,则测振通道 CHn 测点所测得的振动数据中有效信息越突显; CHn 测点有效信息量 I_{CHn} 越小,则 CHn 测点所测得的振动数据中无效信息比重越大,测点价值越低。

4.2 测振方案合理性的判定方法

合理的测振方案要求大部分测点采集到的振动数据有效信息量较大,便于后续的数据分析,避免分析资源浪费。但是,总体方案规定的发动机测振传感器个数往往有很多个,不乏个别测点有效信息量相较于其他测点有效信息量较小,本文用相对有效信息量 P_{CHn} 来衡量

$$P_{CHn} = I_{CHn} / \sum_{n=1}^N I_{CHn} \tag{13}$$

式中 N 表示测点总数。相对有效信息量 P_{CHn} 越小, CHn 测点在测振方案中的可用价值越低。

当测振方案中的大部分测点相对有效信息量 P_{CHn} 都较小时,就会出现测点信息失调,大部分测点分析价值就较低,测振方案不合理。本文拟用测振方案信息熵这一标量,来衡量测振方案的合理性。

定义测振方案信息熵 H_{prog} 表达式为

$$H_{\text{prog}} = - \sum_{n=1}^N P_{CHn} \ln P_{CHn} \tag{14}$$

其中信息熵 H_{prog} 的单位为奈特(nat)。测振方案信息熵 H_{prog} 越大,则方案越合理,反之测振方案越不合理。其中最佳测振方案信息熵 $\max H_{\text{prog}}$ 由测点总数决定

$$\max H_{\text{prog}} = - \ln \frac{1}{n} \geq H_{\text{prog}} \tag{15}$$

定义测振方案平均信息熵 $\bar{H}_{\text{prog}}$ 作为评判测振方案是否合理的标准。

$$\bar{H}_{\text{prog}} = \iiint \cdots \int H_{\text{prog}} dP_{\text{CH1}} \cdots dP_{\text{CHsum}} / \iiint \cdots \int dP_{\text{CH1}} \cdots dP_{\text{CHsum}} = \sum_{n=2}^N \frac{1}{n} \quad (16)$$

使用式(13)和式(15),当 $H_{\text{prog}} > \bar{H}_{\text{prog}}$ 时,则测振方案合理;当 $H_{\text{prog}} \leq \bar{H}_{\text{prog}}$ 时,则测振方案不合理,说明大多数通道信噪比较低,不适合测振通道,可以被精简。重复上述过程,直到满足式 $H_{\text{prog}} > \bar{H}_{\text{prog}}$ 的条件时,即得到了合理的测振方案。

4.3 机载测点数目收敛方法

在发动机的测振传感器中,一般要求几个传感器作为机载传感器,始终安装在发动机上进行振动数据采集,记录发动机健康状况。这样可以最大限度地使用最少的传感器,却保证获得足够的信息量,避免信息灾难,且突显故障特征。

机载传感器一般是安装在测振效果最好的测振截面上,且测得的振动数据具有典型性,有效信息和测点价值较高。此处拟用测点信息熵 H_{CHn} 来衡量测点价值

$$H_{\text{CHn}} = -\ln P_{\text{CHn}} \quad (17)$$

测点信息熵 H_{CHn} 越小,CHn 测点相对有效信息量越大,测点价值也就越大;相反,测点信息熵 H_{CHn} 越大,测点价值也就越小。

对于机载测点的价值限定,拟用价值方案相差度 V_{dCHn} 来表示

$$V_{\text{dCHn}} = H_{\text{CHn}} - H_{\text{prog}} \quad (18)$$

当 $V_{\text{dCHn}} \geq 0$ 时,则 CHn 测点价值没有达到机载测点价值标准;当 $V_{\text{dCHn}} < 0$ 时,则 CHn 测点可以作为机载传感器使用。

5 某型发动机测点布置方案

5.1 机匣安装边测振测点位置选择

以某型发动机为例(整机结构简图如图9所示),基于动力学理论分析,从机匣上5个可安装测振传感器的安装边截面上,进行机匣安装边测振测点位置选择,并最终确定测振方案。

按照文中第3节所述方法,计算得到高低压转子的各支承处的相对外传力和传力响应相似度。选取权重系数 $w_1 = w_2 = 0.5$,代入式(11),则计算得到各支承测振选择优先级为 $S_{K3}(1.02) > S_{K4} = S_{K5}(1) > S_{K1}(0.93) > S_{K2}(0.62)$ 。假设总体方案要求测点数目为6个

(即3#测振截面测振),则根据各支承系统外传力传递路径(如图10所示),并结合支承选择优先级,最终选取2#截面、4#截面和5#截面作为测振截面,来监测重要支承(具体参见表3)。每个测振截面上布置2个测点,分别监测水平和垂直方向振动。

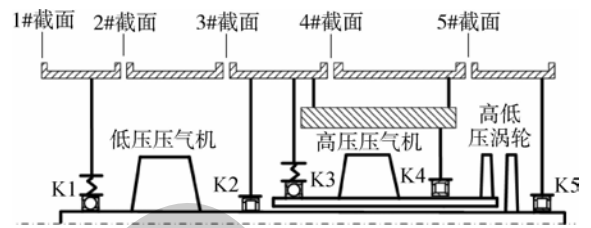


图9 整机结构简图
Fig. 9 Structure diagram of whole engine

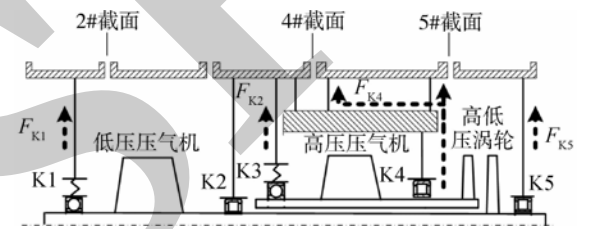


图10 外传力路径及测振截面
Fig. 10 Outer force path and vibration measurement section

5.2 测振方案合理性判断及机载传感器选择

根据图10的测点布置方案,结合发动机实际安装条件,安装在3个测振截面上的6个测点信息见表3所示。

表3 测振通道信息
Table 3 Channel information of vibration measurement

测振截面	主要监测支承系统	测振通道	测振方向/(°)
2#	K1	CH1	0(水平)
		CH2	90(垂直)
4#	K3、K4	CH3	45
		CH4	-45
5#	K4、K5	CH5	0(水平)
		CH6	90(垂直)

根据上述测振传感器布置方法,对发动机3次试车振动数据进行采集,且每工况各通道采样点不少于500个。此处研究的特征倍频有高压基

频、低压基频,按式(14)计算各测点在各工况转速下的试车振动数据有效信息量见表 4 所示。

表 4 各测点各工况下试车振动数据有效信息量

Table 4 Effective information of vibration data of test points under the test conditions

工况	CH1	CH2	CH3	CH4	CH5	CH6
1	1.400	1.308	1.429	1.514	1.684	1.267
2	0.610	0.659	0.720	0.409	0.636	0.500
3	1.171	0.567	0.692	0.450	1.167	1.033
4	1.474	0.974	0.971	0.480	1.478	1.300
5	1.586	0.903	1.059	0.347	1.500	1.121
6	1.400	1.075	1.000	0.280	1.565	1.216
7	1.409	1.125	1.024	0.207	1.333	1.081

通过表 4 中数据,计算得到各测点全试车过程试车有效信息量 I_{CHn} ,再按式(13)计算得到各测点相对有效信息量 P_{CHn} 见表 5 所示。

表 5 各测点工厂试车有效信息量及相对有效信息量

Table 5 Effective information and the relative effective information of the factory test points

通道	I_{CHn}	P_{CHn}
CH1	9.050	0.210
CH2	6.610	0.153
CH3	6.895	0.160
CH4	3.687	0.085
CH5	9.364	0.217
CH6	7.519	0.174

通过表 5 中各测点相对有效信息量 P_{CHn} ,按式(14)计算得到测振方案信息熵有如下关系:

$$H_{\text{prog}} = 1.755 > H_{\text{prog}} = \sum_{n=2}^N \frac{1}{n} = 1.45$$

(19)

由式(19)可知,该测振方案信息熵较大,方案合理。

再根据式(17)和式(18),计算得到各测点信息熵 H_{CHn} 和价值方案相差度 V_{dCHn} ,根据价值方案相差度 V_{dCHn} 正负,选择了机载测点见表 6 所示。

由表 6 可知,应总体要求选择 2 个机载传感器,CH1 和 CH5 测点为机载传感器测点,这与该型发动机目前的实际机载传感器测点位置相同,

说明本文提出的测振方案建立方法、测振方案优化方法和机载传感器选择方法正确可靠。

表 6 各测点信息熵和价值方案相差度

Table 6 Information entropy and difference between the value of the program

通道	H_{CHn}	V_{dCHn}	备注
CH1	1.561	-0.194	选择
CH2	1.877	0.122	
CH3	1.833	0.078	
CH4	2.453	0.698	
CH5	1.528	-0.227	选择
CH6	1.749	-0.006	备选

6 结 论

1) 发动机测振截面选择的过程为:首先需要确定测振物理量(位移值或加速度值);然后建立转子-支承-机匣整机模型,计算正常和故障条件下转子动力学特性,并根据计算结果显示测振物理量大小沿转子轴向或支承的分布情况;最后依据总体方案规定的测振传感器数目,确定测振物理量较大的转子截面或支承位置,也就是振动传感器需要监测的截面或支承,完成振动传感器布置方案的初步确定。

2) 所提出的单元敏感度指标,能够综合考虑转子不同工况、不同状态(正常和故障)以及测试可达性等多方面因素。单元敏感度 R_i 越高,则单元全过程平均振动位移量越大,反映的转子振动信息越明显。

3) 在选择测振截面时,应该对双转子,全工况,正常和异常状态的全方位反映。所以,在考虑振动响应敏感度的同时,还需要考虑各测振截面的相似程度,相似度越低越好,说明反映发动机整机振动特性越全面。

4) 所提出的测振方案优化方法,通过对实测数据进行分析,考虑实测信号的信噪比和信息冗余性,确定各测点振动数据有效信息量,判定测振方案是否合理,并选择机载测点。

5) 以某型发动机为例,设计了监测点布置方案,所得到的结果与该型发动机目前的实际机载传感器测点位置相同,说明本文提出的测振方案建立方法、测振方案优化方法和机载传感器选择方法正确可靠。

参考文献:

[1] 马建仓,石庆斌,程存虎,等. 航空发动机转子振动信号的分离测试技术[J]. 振动、测试与诊断,2009,29(1):1-4.
MA Jiancang,SHI Qingbin,CHENG Cunhu,et al. Separation techniques of rotor's vibration signal of aero-engine [J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnosis, 2009,29(1):1-4. (in Chinese)

[2] 胡金海,余治国,翟旭升,等. 基于改进 D-S 证据理论的航空发动机转子故障决策融合诊断研究[J]. 航空学报,2014,35(2):436-443.
HU Jinhai,YU Zhiguo,ZHAI Xusheng,et al. Research of decision fusion diagnosis of aero-engine rotor fault based on improved D-S theory[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica,2014,35(2):436-443. (in Chinese)

[3] 余鹏,王俨凯,廖明夫. 离散时间传递矩阵法在燃气轮机动力学计算中的应用[J]. 机械科学与技术,2016,35(3):346-350.
YU Peng,WANG Yankai,LIAO Mingfu. Application of discrete-time transfer matrix method in gas-turbine dynamics calculation[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering,2016,35(3):346-350. (in Chinese)

[4] US Air Force. Engine structural integrity program (ENSIP):MIL-STD-1783[S]. Washington DC:US Air Force, 1984:1-59.

[5] 张宝诚. 航空发动机试验和测试技术[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2005.

[6] 陈益林. 航空发动机试车工艺[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2010.

[7] 高雄兵,张俊杰,朱靖,等. 振动传感器支座对整机振动测试的影响[J]. 航空发动机,2007(增刊 1):44-46.
GAO Xiongbing,ZHANG Junjie,ZHU Jing,et al. The influence of vibration sensor support on engine vibration test [J]. Aeroengin,2007(Suppl. 1):44-46. (in Chinese)

[8] 吴元东,范顺昌. 航空发动机整机振动测点的选取与优化 [C]//航空试验测试技术学术交流会论文集. 北京:中国航空学会,2015:135-138.

[9] 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[J]. 航空发动机,2012,38(3):49-53.
WANG Yankai,WANG Li,LIAO Mingfu. Analysis of basic problems for aeroengine vibration measurement[J]. Aeroengine,2012,38(3):49-53. (in Chinese)

[10] 陈果,郝腾飞,程小勇,等. 基于机匣测点信号的航空发动机滚动轴承故障诊断灵敏性分析[J]. 航空动力学报,2014,29(12):2874-2884.
CHEN Guo,HAO Tengfei,CHENG Xiaoyong,et al. Sensitivity analysis of fault diagnosis based on vibration signal of aero-engine rolling bearing measured on casing[J]. Journal of Aerospace Power,2014,29(12):2874-2884. (in Chinese)

[11] 秦海勤,徐可君,江龙平. 某型航空发动机机载振动监测点选择[J]. 推进技术,2007,28(6):697-702.
QIN Haiqin,XU Kejun,JIANG Longping. Research on distribution of airborne vibration monitoring measuring points for the aeroengine[J]. Journal of Propulsion Technology,2007,28(6):697-702. (in Chinese)

[12] PAPADIMITRIOU C. Optimal sensor placement methodology for parametric identification of structural systems [J]. Journal of Sound and Vibration,2004,278(4/5):923-947.

[13] 廖明夫,马振国,刘永泉,等. 航空发动机中介轴承的故障特征与诊断方法[J]. 航空动力学报,2013,28(12):2752-2758.
LIAO Mingfu,MA Zhenguo,LIU Yongquan,et al. Fault characteristics and diagnosis method of intershaft bearing in aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power,2013,28(12):2752-2758. (in Chinese)

[14] 《世界燃气轮机手册》编委会. 世界燃气轮机手册[M]. 北京:航空工业出版社,2011.

[15] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安:西北工业大学出版社,2015.

[16] 师娇,唐胜景,高峰,等. 基于离散时间传递矩阵法的伞-弹系统动力学模型[J]. 宇航学报,2012,33(1):13-18.
SHI Jiao,TANG Shengjing,GAO Feng,et al. Dynamics model for parachute-submissile system based on discrete time transfer matrix method[J]. Journal of Astronautics, 2012,33(1):13-18. (in Chinese)

(编辑:陈 越)