

doi: 10.11823/j.issn.1674-5795.2022.04.06

基于Campbell理论的航空发动机涡轮叶片共振裕度分析

田森, 吴娅辉, 贾志婷, 张大治, 谢兴娟, 姜延欢

(航空工业北京长城计量测试技术研究所, 北京 100095)

摘要: 针对航空发动机涡轮叶片的共振特性会导致叶片发生疲劳断裂、振动失效等问题, 本文以某型号航空发动机涡轮叶片为研究对象, 开展共振裕度分析研究。首先基于试验自锤击法和有限元物理仿真计算两种方法同步分析叶片的振动特性, 通过提取叶片在两种工作状态下前6阶的模态分析结果, 验证了该模型的正确性与实用性。其次在已有模型基础上, 通过绘制不同工作转速下的Campbell共振曲线图, 结合该型号发动机的实际工况参数, 进行了转速共振裕度的校核分析, 对叶片上可能发生共振的工作转速进行了解析并提出优化及改进方案。本方法主要是为叶片的前期设计制造及共振安全性检验问题提供了充足的科学依据和方法。

关键词: 涡轮叶片; 模态分析; 共振裕度; 有限元

中图分类号: TB96

文献标识码: A

文章编号: 1674-5795(2022)04-0042-09

Analysis of resonance margin of aero-engine turbine blade based on campbell theory

TIAN Sen, WU Yahui, JIA Zhiting, ZHANG Dazhi, XIE Xingjuan, JIANG Yanhuan

(Changcheng Institute of Metrology & Measurement, Beijing 100095, China)

Abstract: Aiming at the problems that the resonance characteristics of aero-engine turbine blades may lead to fatigue fracture and vibration failure of the blades, this paper takes a certain type of aero-engine turbine blade as the research object to carry out resonance margin analysis research. Firstly, the vibration characteristics of the blade are analyzed simultaneously based on the test self-hammering method and the finite element physical simulation calculation method, and the correctness and practicability of the model are verified by extracting the modal analysis results of the first six orders of the blade under the two working states. Secondly, on the basis of the existing model, by drawing the Campbell resonance curves at different working speeds and combining with the actual working parameters of this type of engine, the check and analysis of the speed resonance margin is carried out. The rotational speeds at which resonance may occur on the blades are analyzed and the optimization and improvement plan is proposed. This method mainly provides sufficient scientific basis and methods for the preliminary design and manufacture of the blade and the resonance safety inspection.

Key words: turbine blade; modal analysis; resonance margin; finite element

收稿日期: 2022-05-28; 修回日期: 2022-06-11

基金项目: 航空发动机及燃气轮机重大专项(J2019-V-0006)

引用格式: 田森, 吴娅辉, 贾志婷, 等. 基于Campbell理论的航空发动机涡轮叶片共振裕度分析[J]. 计量技术, 2022, 42 (4): 42-50.

Citation: TIAN S, WU Y H, JIA Z T, et al. Analysis of resonance margin of aero-engine turbine blade based on campbell theory[J]. Metrology and measurement technology, 2022, 42 (4):42-50.



0 引言

航空发动机是最复杂的、多学科集成的工程机械系统之一,涉及空气动力学、工程热力学、燃烧学、结构强度、控制技术、试验与测试技术、材料学和制造工艺等众多学科及技术领域。由于航空发动机的服役环境较恶劣,在实际运行过程中会承受不同类型的交变载荷^[1],整体的失效问题会被逐渐放大。而作为航空发动机的核心组成部件之一的涡轮叶片,其运动工况除了要承受高速旋转产生的离心载荷、实际飞行条件下高温高压气流非均衡变化产生的气动载荷、复杂环境无规律变化导致的温度载荷外,还要承受强迫振动及涡轮叶片本身自激振引起的共振、喘振及颤振等载荷。近些年来,随着发动机故障问题的频繁出现,据相关材料统计分析,因发动机振动失效引起的事件约占发动机总失效事件的60%,因叶片振动导致的失效事件则占总振动失效事件的70%之多^[2],叶片振动导致的疲劳损伤和断裂已成为航空发动机失效工况中最为严重的问题。

目前国内航空发动机热端部件设计技术与国际先进水平仍有较大差距,尤其是涡轮叶片等重要零部件受振动影响的工作寿命远低于发动机实际要求,现已成为航空发动机技术发展所面临的瓶颈难题。因此迫切需要从叶片的固有振动与动力学响应特性等角度出发进行深入分析和研究,避免共振频率等现象的出现。为发动机涡轮叶片的设计、性能评估和故障诊断提供可靠的理论支撑^[3]。

本文将非接触模态试验测量法与半物理场仿真算法相结合,同步完成对叶片振动特性的分析^[4]。基于模态分析基本理论确定发动机涡轮叶片的振动特性,采用模态试验中自激励锤击法与ANSYS软件求解的结果进行横向对比,以验证求解方法的可靠性以及叶片仿真建模的合理性。整合该涡轮叶片在各工况下固有频率和模态振型的结果,绘制出不同转速下的Campbell图^[5],基于共振裕度理论计算,给出容易发生危险的工作转速及对应工况,并提出相应改进措施。对发动机涡轮叶片的振动故障分析和性能评价具有较强的指导意义。

1 模态分析基本理论

对涡轮叶片进行模态分析主要是为了获得该转子的振动特性,其振动模态为转子系统结构所固有的属性^[6],叶片模态分析主要包括叶片本身固有频率的计算和每阶对应振型的归类。本文主要借助模态分析的基本理论确定涡轮叶片的振动特性。

1.1 模态分析基本原理

本文所研究的是某型号航空发动机涡轮叶片,其本质是一个连续变化的多曲面复杂结构,常规计算方法无法得到一个准确的结果。因此,需要经离散化处理计算将其变成一个符合实际工况条件下的多自由度系统。依据有限元弹性力学理论方法,该多自由度线性弹性系统的基本运动微分方程公式为^[7]

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

式中: $[M]$ 为多自由度线性弹性系统的质量矩阵; $[C]$ 为阻尼矩阵; $[K]$ 为刚度矩阵; $\ddot{X}(t)$ 为加速度响应; $\dot{X}(t)$ 为速度响应; $X(t)$ 为位移响应; $F(t)$ 为动态激励载荷。

通常情况下,模态分析的理论计算均采用无阻尼自由振动法来进行求解。此情况下,式(1)中的 $[C]\{\dot{X}(t)\}$, $\{F(t)\}$ 默认为0。因此可将涡轮叶片转子系统的模态分析问题转化为求解特征值与特征向量问题,为

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = 0 \quad (2)$$

求解可得

$$\{X(t)\} = [X_0] \sin(\omega t + \theta) \quad (3)$$

式中: ω 为多自由度系统的固有频率值; $[X_0]$ 为振幅矩阵,即 n 维 n 列。将式(2)和式(3)进行整理,得

$$([K] - \omega^2[M])\{X_0\} = 0 \quad (4)$$

特别注意,当该系统进行自由振动时,振幅矩阵为有效值,依据克莱默法则可以计算得到

$$\text{Det}([K] - \omega^2[M]) = 0 \quad (5)$$

由于式(4)和式(5)中的 X_0 和 ω^2 的求解问题是一个求解广义特征值的问题,则这 n 个特征向量分别满足

$$([K] - \omega_i^2[M])\{X^i\} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (6)$$

从上述分析结果可以看出, 模态分析的整个计算过程实质为一种不同空间类型条件下的坐标变换。因传统的模型计算是在物理坐标条件下, 无法与模态坐标点数值相对应, 所以要将建立好的方程组联立求解, 最终确定出该弹性系统的模态参数。其中, 联立方程组中待求解的矩阵为模态矩阵, 矩阵中每列的参数信息代表该解算对象的模态振型, 模态振型所对应的具体变形大小并无实际意义, 只是相对振型的变化量, 与结构仿真的变形有所区分。因此一般情况下, 一个完整的多自由度弹性振动系统其自由度个数、固有频率个数和固有主振型个数均为相等。

2 涡轮叶片的 ANSYS 模态分析

ANSYS 有限元分析利用数学近似的方法对真实物理系统 (结构和载荷) 进行结构模拟。本文的仿真计算分析对象是某型号航空发动机涡轮叶片, 采用实体建模分析法, 完成对叶片的结构建模, 随后基于 ANSYS-Modal 模块环境, 完成对叶片固有振动特性的分析与计算。

2.1 实体建模

航空发动机涡轮叶片是一个多曲面复杂结构, 其建模的难点在于其外轮廓剖面曲率大、叶身整体厚度宽, 并在叶高方向存在明显的变化趋势。解决这些问题正是航空发动机涡轮叶片建模的关键点。从另外一种角度分析涡轮叶片的实质为较多复杂曲面叠加的结果, 所以在建立几何模型时, 采用实体建模法完成。完整的叶片结构是由叶盆、叶背及榫头几部分组成, 如图 1 所示。

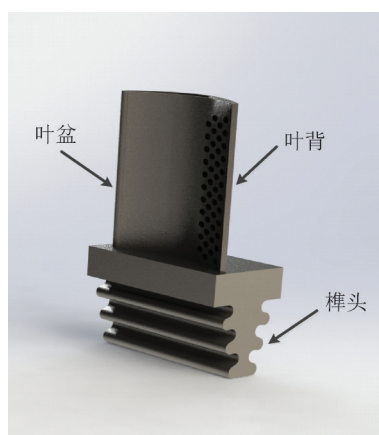


图1 结构模型

Fig.1 Structural model

因涡轮系统本身质量较大、工作环境温度较高, 所承受的交变载荷较复杂, 在叶片设计制造时优先选用镍基高温合金材料, 其良好的力学性能和抗氧化指标可满足试验测试需求。叶片材料的力学性能参数如表 1 所示^[8], 其中线膨胀系数及热导率都会随着温度的升高而变大, 在 900 °C 左右时, 线膨胀系数达到 15.48×10^{-6} , 热导率达到 25.24 W/(m·°C)。

表1 涡轮叶片材料的力学性能参数

Tab.1 Mechanical property parameters of turbine blade materials

温度/°C	弹性模量/GPa	泊松比	密度/(g·cm ⁻³)
20	207		
500	—		
600	173	0.27	8.50
700	165		
800	159		
900	148		

2.2 模型计算

有限元几何模型网格划分方法通常分为自由网格划分法和映射网格划分法。其中映射网格划分法适用于规则图形, 故采用自由网格划分法。叶片的榫头部分采用四面体二阶单元, 叶身的部分采用六面体单元, 叶身的网格划分精度和密度较高, 可满足后期试验对叶身振动特性的分析。考虑到叶片榫槽及进排气孔承受较大的载荷和变形, 模型的单元数量应确保具有 67993 个。虽然整体采用自由网格划分方法^[21], 但是使用了 Solid 186 带中间节点的六面体三维实体单元, 弥补了因自由网格划分的不足与缺陷。有限元网格划分模型如图 2 所示。

除完成涡轮叶片的网格划分外, 还需根据实际工况对叶片施加边界约束条件^[22]。通常情况下, 在 ANSYS-Modal 中约束条件的施加方法分为两种: 第一种是在模型的关键点、线和面上施加约束条件; 第二种是在单元和有效节点上施加约束条件。通常对于多基准面叠加的结构模型, 为了避免由于网格大小的改变而造成边界条件施加位置、精度、以及方式的变化, 一般采用第一种方法。为了更加符合涡轮工作叶片的实际工作状态, 边界

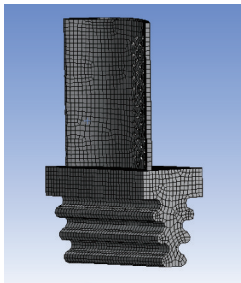


图2 网格划分
Fig.2 Meshing

条件上的具体约束施加位置为该涡轮叶片底端面上节点的法向全位移约束^[9]，如图3所示。

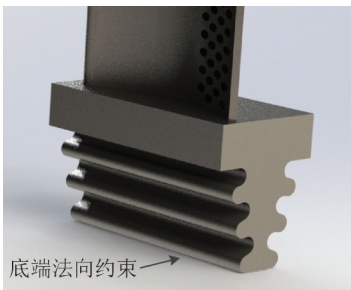


图3 计算边界条件
Fig.3 Calculating boundary conditions

2.3 结果分析

结合实际工况具体分析，一般情况下，在叶片的各阶振型中，低阶固有振型对叶片的影响高于高阶固有振型，频率越高，振幅越小，危险性也越小。模态分析产生的振形数值并非实际意义的值^[10]，仅表示方程的特征解，还需要从叶片的振型与固有频率两方面进行深入分析。因此选取叶片振动特性的前6阶进行分析，各阶振动模态分析结果如图4所示。

从图4可以看出，叶片的第1阶振型为1阶周向弯曲振动，固有频率值为863.69 Hz；第2阶振型为1阶轴向弯曲振动，固有频率值为3100 Hz；第3至第6阶分别表现为1阶的扭转振动、1阶的二次轴向弯曲扭转振动、1阶的二次扭转振动、1阶的二次周向扭转弯曲振动，固有频率值分别为4008.1，4738.1，5925.2，6558.9 Hz。依据叶片振型的变化趋势，可以看出涡轮叶片的尖端和前缘侧壁处会存在较大变形，会在发动机工作区域内形成不稳定的气流流场，从而降低实际的工作效率，严重的会引发涡轮叶片发生颤振和疲劳损伤的现象^[11]。

考虑不同工况下涡轮叶片的工作转速也不相同，离心力对叶片的固有频率也会造成一定的影响，主要是因为涡轮叶片在离心载荷的作用下，会承受一个初始载荷场，随转速的间隙性变化，叶片的固有频率及刚度会发生不同程度的改变。为此，选择发动机在静止、滑行、进场、慢车、爬升、起飞六个状态^[13-14]即对应不同转速情况下固有频率的变化趋势进行后续分析，如表2所示。

3 涡轮叶片的试验模态分析

模态分析试验的最终目的是获取被测目标的模态参数，包括输入和输出的信号处理、传递函数模型的解算分析、模态参数特征的有效识别等。因此，对涡轮叶片开展模态分析试验，可以确定该叶片的实际振动频率、振型等振动特性参数。本文通过试验自激励锤击法对叶片进行模态分析，将测量结果与有限元仿真分析结果进行对比验证，确定模型构建的合理性与实用性^[12]。

表2 不同工况下涡轮叶片固有频率
Tab.2 Natural frequency of turbine blade under different working conditions

阶数	固有频率/Hz					
	0 r/min 转速	1000 r/min 转速	4000 r/min 转速	8000 r/min 转速	12000 r/min 转速	14000 r/min 转速
1	863.69	945.2	947.3	951.2	954.2	960.1
2	3100.00	3360.8	3382.7	3397.5	3409.7	3422.1
3	4008.10	4186.6	4198.9	4210.3	4228.8	4239.3
4	4738.10	4900.4	4914.1	4930.5	4940.5	4951.2
5	5925.20	6451.3	6466.3	6472.2	6489.3	6502.5
6	6558.90	7939.9	7950.2	7960.3	7975.9	7983.4

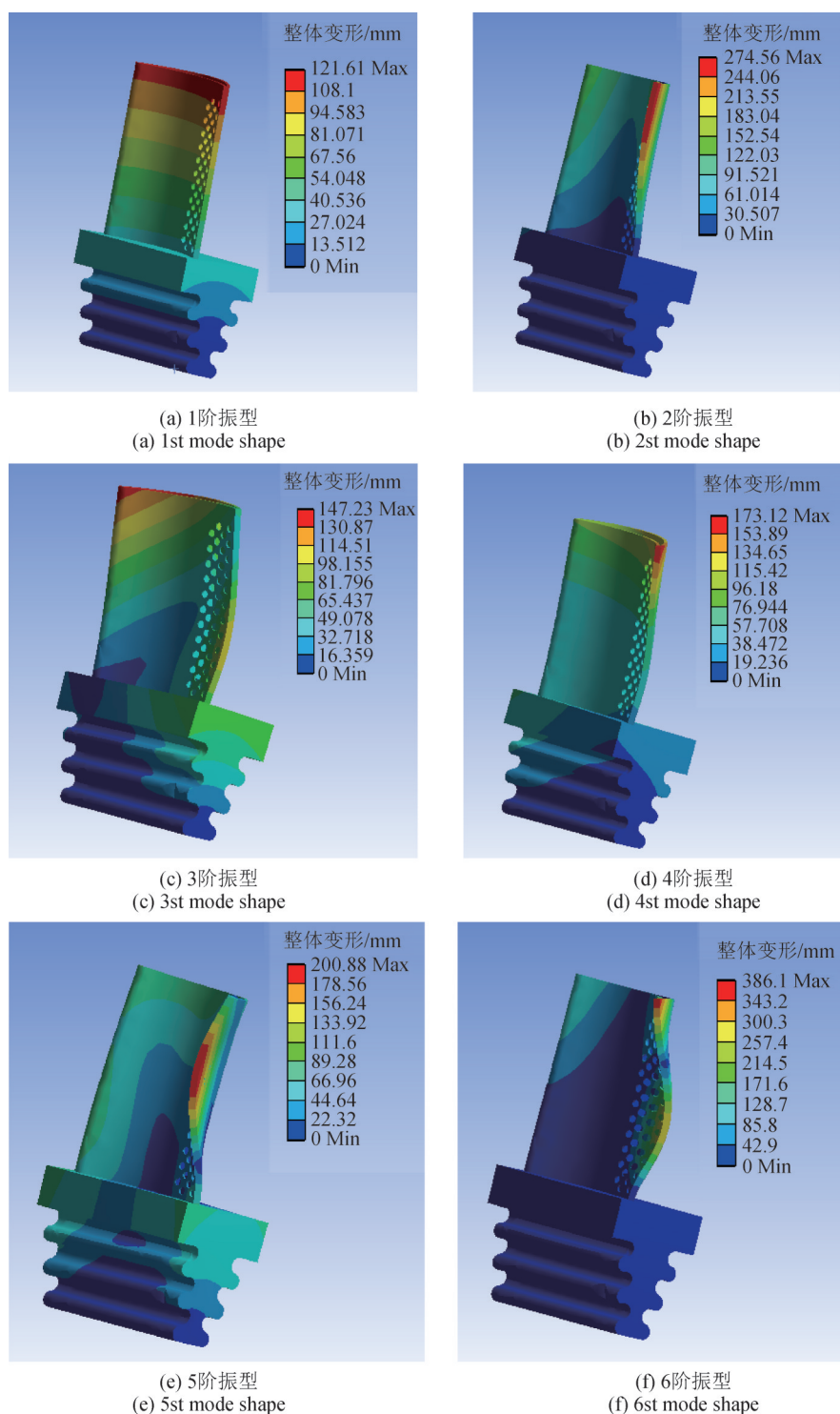


图4 叶片1~6阶振型图

Fig.4 Modal shapes of blade in order 1~6

3.1 硬件搭建

模态试验分析以某型号航空发动机涡轮叶片作为研究对象,试验硬件测试系统主要包括德国NV公司的自激励锤、Polytec公司的PSV-500激光测振仪、数采机箱、数据处理等部分组成,如图5

所示。该试验系统中叶片的固定夹具是根据实际尺寸自行设计加工。

本文所提到的模态分析试验有别于传统的试验手段及解算过程。传统的试验手段是在叶片表面的特定坐标布置压电式加速度传感器,通过采

集该传感器的响应信号与激励信号,两者做模/数转换,完成对应信号分析,对叶片的规格尺寸、传感器的选型及布置方式提出较高要求。而激光测振仪则可以很好地规避这些问题,通过提取叶片表面的振幅和频率完成对应信号的分析与解算,可满足远距离、高空间分辨力、响应频带宽、被测研究对象结构复杂等特点的场合。

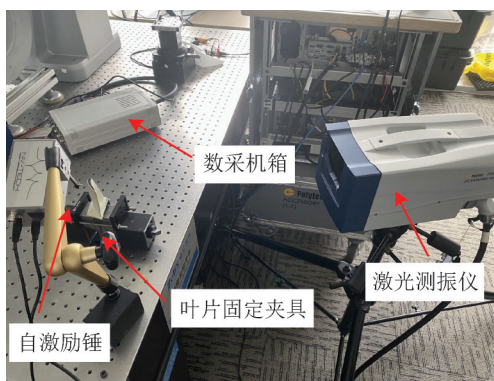


图5 模态分析试验系统

Fig.5 Modal analysis test system

3.2 试验过程

为了模拟叶片的实际工作状态,将其固定在实验台上,通过图像识别手段,将多曲面叶片的投影传输到数据处理模块中,并在叶片表面建立了135个测量点,按照单侧从上到下依次排列,如图6所示。按顺序,将第1测量点既作为模态试验的响应信号输出点也作为本次试验的激励点之一,剩余测量点同为激励点。将试验中自激励锤信号作为激励信号与采集设备Ⅰ号通道相连接,激光干涉仪采集到的信号作为响应信号与采集设备Ⅱ号通道相连接。用力锤依次敲击135个测量点,确保每个测量点都能被连续敲击3次以上,测量系统会自动计算每个测量点的平均响应函数,并分别与涡轮叶片实体模型中的有效节点相对应,最后利用动态信号分析软件获取叶片前6阶的振动频率与振型。

3.3 试验结果

按上述方法对某型号航空发动机涡轮叶片进行振动模态试验,分析后得到前6阶的模态振型结果如图7所示,叶片每阶的固有频率参数如表3所示。

将模态试验测量结果与无转速条件下 ANSYS

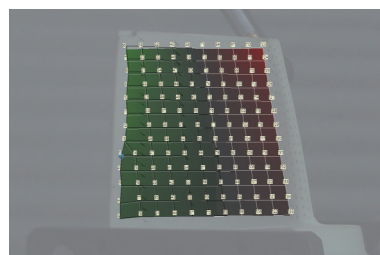


图6 模型测试点分布

Fig.6 Model test point distribution

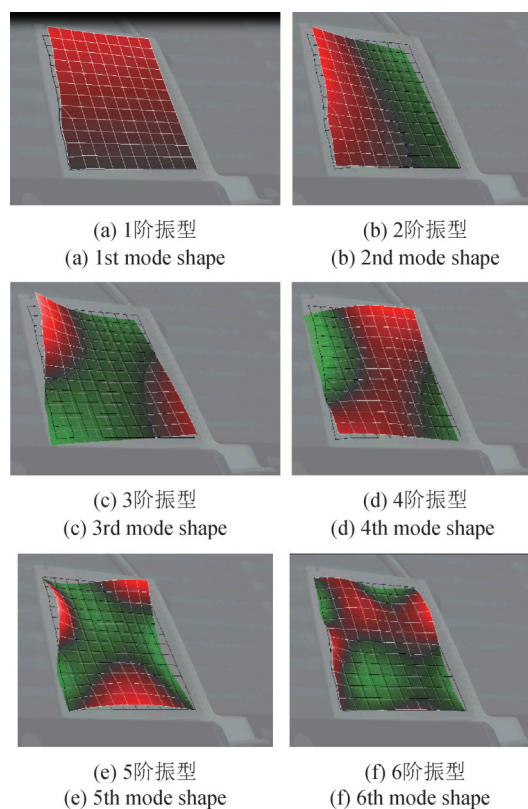


图7 1~6阶振型试验结果

Fig.7 Test results of 1~6 mode shape

表3 叶片1~6阶固有频率

Tab.3 Modal natural frequencies of blade in order 1~6

阶次	频率/Hz
1	890.7
2	3500.0
3	4100.0
4	4832.5
5	6003.3
6	6700.0

模态仿真分析结果进行对比验证,如图8所示。固有频率的数值随着模态阶数的增大而增大,试验

数值与总体的变化趋势与仿真建模的处理结果相接近^[15]。虽然模态试验法获得的每阶固有频率值略高于仿真结果,主要是由于试验环境条件、设备的测量误差以及所建立的计算模型与实际叶片的差别所造成的,但均在误差合理控制范围内,说明该实体模型的建立符合计算要求。

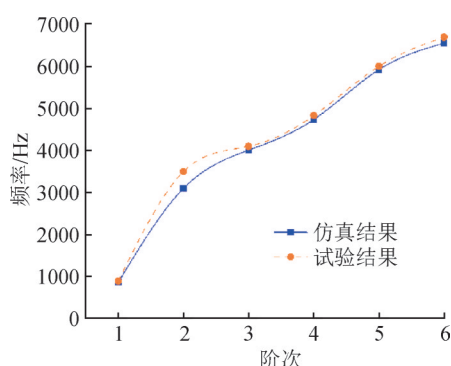


图8 仿真结果与试验结果比对

Fig.8 Comparison of simulation results with test results

4 共振裕度分析

发动机叶片在不同转速下工作时,受外界复杂环境及不同激励载荷的影响,会激发出多种形式外激力,主要包括结构产生的机械力和空气流动造成的气动力。其中一部分力会随工作过程的变化呈现出周期性变动,而这些周期性变化的力也是迫使发动机叶片发生强迫振动的激振力。激振力的组成为两部分:一是由于转子的不平衡导致零件产生交变力载荷引起的机械激振力;二是空气在流动过程中会与各通道内部的有效零部件之间产生间隙阻隔现象,造成气流流场分布不均衡,从而引发尾流激振力。所以当出现上述类型激振力的频率与发动机叶片的固有频率相等或成倍数时,就会发生共振现象。此时发动机叶片整体的振幅达到最大、内部振动应力值骤增,极易造成叶片疲劳寿命的缩短、叶片本身的疲劳损伤以及内部裂纹萌生等现象^[16]。

4.1 计算结果分析

为进一步明确航空发动机工作过程中叶片的共振特性,需要基于一种特殊曲线的坐标图展开分析研究,即Campbell图,共振图^[23]。当在Campbell图中出现激振力的频率曲线与不同转速下的动频曲线发生相交时,可以确定共振转速。这

要求发动机涡轮叶片在前期设计时,其共振转速与工作转速的共振裕度要大于10%^[17-20]。通过查阅航空发动机设计手册及相关文献,发现叶片的个数及排列布置方式会影响激振力的频率。外界激振力频率的计算公式为^[4-5]

$$f_B = K \cdot N/60 \quad (7)$$

式中: f_B 为叶片的激振力频率,Hz; K 为叶片的结构系数($K=1, 2, \dots, n$),其最大值为三级转子涡轮叶片的个数25, N 为工作转速,r/min。

由于在低频区域段内振幅较高、危险较大,所以 K 值一般取到前3阶。结合表2中涡轮叶片不同工况下的固有频率,绘制的Campbell图如图9所示。图9中,叶片每阶的固有频率趋势线与外激振力频率线的交点即为有效共振点,该点处对应的转速值即为共振转速。一般情况下,将共振转速与工作转速附近的区域划分为危险区域。所以在叶片的前期设计及制造时尤其注意。本章节所研究的共振裕度校核分析也就是针对共振转速而言。

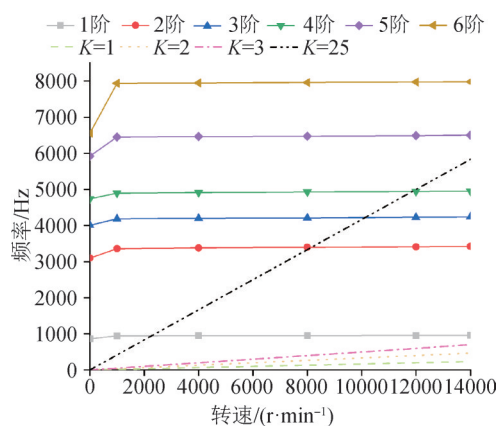


图9 坎贝尔图

Fig.9 Campbell diagram

从图9可以看出, K 倍激振频率线与涡轮叶片不同转速下前6阶的所有固有频率线存在4个交点,也就意味着存在4个比较危险的共振点。特别是在 $K=1, 2, 3$ 的激振力射线与叶片各阶固有频率曲线上无交点。因此需要着重对 $K=25$ 的激振频率曲线进行共振裕度校核。共振裕度校核计算公式为

$$\delta = \frac{N_{\text{共振}} - N_{\text{工作}}}{N_{\text{工作}}} \times 100\% \quad (8)$$

式中: δ 为共振裕度; $N_{\text{共振}}$ 为共振转速,r/min; $N_{\text{工作}}$ 为工作转速,r/min。

共振裕度校核结果如表4所示。

表4 共振裕度校核结果
Tab.4 Resonance margin check results

序号	工作转速 r/min	共振转速 r/min	共振裕度	是否安全
1	1000	2275	>10%	是
2	4000	2275	43%	是
3	8000	8175	2.19%	否
4	12000	10200	15%	是
5	12000	11989	0.09%	否
6	14000	11989	14.36%	是

从表4中涡轮叶片的共振裕度校核结果可以看出：叶片在飞行慢车和爬升的工况下会存在共振裕度小于10%的情况，其余工况^[8]均满足共振裕度都大于10%的条件。因此，在叶片的前期设计及制造过程中，应尽量避免易引起叶片共振或谐振的工况，或在实际运行下，注意调节相应工况下的转速即可。

5 总结

基于ANSYS有限元模态分析理论和方法，求解了发动机涡轮叶片在不同转速下的固有频率和模态振型。通过与激光测振仪的测量结果进行对比，发现了ANSYS仿真计算结果与试验法模态分析结果趋势保持一致，两者之间误差较小；确定了仿真三维模型构建的正确性与实用性。

采用构建合理的仿真模型，绘制了该涡轮叶片在不同工作转速下的Campbell共振图。发现了K倍激振频率与叶片的固有频率共有4个交点，即4个共振转速，分别对应最大转速的16.2%、58.4%、72.9%及85.6%最大转速。通过与发动机涡轮叶片的工作转速进行共振裕度校核分析，发现只有在发动机慢车状态下会出现共振裕度小于10%的情况。因此建议发动机由慢车状态调整到最大转速时，应进行快速调节，以保证安全通过共振转速；且在叶片的前期设计制造时应进行结构的合理优化，从而避免共振现象的出现。

参考文献

- [1] DONATO V, BANNISTER R L, DEMARTINI J F. Measuring blade vibration of large low pressure steam turbine[J]. Journal of energy and power engineering, 1981(2): 68-71.
- [2] 张锦, 刘晓平. 叶轮机振动模态分析理论与数值方法[M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.

ZHANG J, LIU X P. Theory and numerical method of turbine vibration modal analysis[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2001. (in Chinese)

- [3] LEON R L, TRAINOR K. Monitoring systems for steam turbine blade faults[J]. Journal of sound and vibration, 1990(5): 12-15.
- [4] 航空发动机设计手册总编委. 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.
Editor-in-Chief of Aero-Engine Design Manual. Rotor dynamics and Vibration [M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2002. (in Chinese)
- [5] 航空发动机设计手册总编委. 涡喷及涡扇发动机总体设计[M]. 北京: 航空工业出版社, 2002.
Editor-in-Chief of Aero-Engine Design Manual. Overall design of turbojet and turbofan engines [M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2002. (in Chinese)
- [6] 刘习军. 工程振动理论与测试技术 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.
LIU X J. Engineering vibration theory and testing technology [M]. Beijing: Higher Education Press, 2004. (in Chinese)
- [7] 傅志方, 华宏星. 模态分析理论与应用[M]. 上海交通大学出版社, 2000.
FU Z F, HUA H X. Theory and application of modal analysis [M]. Shanghai Jiaotong University Press, 2000. (in Chinese)
- [8] 周际鹏, 陈清阳, 罗铁彬. 基于ABAQUS的某型发动机涡轮叶片静强度及振动特性分析[J]. 长沙航空职业技术学院学报, 2021.
ZHOU J P, CHEN Q Y, LUO T B. Analysis of static strength and vibration characteristics of a certain type of engine turbine blade based on ABAQUS [J]. Journal of changsha aviation vocational and technical college, 2021. (in Chinese)
- [9] 姜玫竹, 谢宾. 某型发动机动力涡轮叶片强度分析[J]. 现代工业经济和信息化, 2020, 10(1): 4-8.
JIANG M Z, XIE B. Strength analysis of a certain engine power turbine blade [J]. Modern industrial economy and information, 2020, 10(1): 4-8. (in Chinese)
- [10] 李世林. CFM56-7B发动机叶片振动模态分析 [J]. 中国民航飞行学院学报, 2011(4): 3-6.
LI S L. Modal analysis of CFM56-7B engine blade vibration [J]. Journal of civil aviation flight university of china, 2011(4): 3-6. (in Chinese)
- [11] 赵卫强, 鲁墨武, 赵永健, 等. 基于UG的航空发动机涡轮叶片模态分析[J]. 机械设计与制造, 2007(9): 2-5.

- ZHAO W Q, LU M W, ZHAO Y J, et al. Modal analysis of aero-engine turbine blades based on UG [J]. Mechanical design and manufacturing, 2007(9): 2-5. (in Chinese)
- [12] 郭雪莲, 范雨, 李琳. 航空发动机叶片高频模态阻尼的实验测试方法[J]. 航空动力学报, 2014, 29 (9): 9-12.
- GUO X L, FAN Y, LI L. Experimental test method for high frequency modal damping of aero-engine blades [J]. Journal of aerodynamics, 2014, 29(9): 9-12. (in Chinese)
- [13] WEI L. Troubleshooting and maintenance of thrust reverser for 737NG aircraft [J]. Civil aircraft design & research, 2018, 2(7): 160-161.
- [14] 吕文林. 航空发动机强度计算[M]. 国防工业出版社, 1988.
- LYU W L. Aero-engine strength calculation [M]. National Defense Industry Press, 1988. (in Chinese)
- [15] 瞿红春, 黄远强, 王涛, 等. 民用发动机风扇叶片模态及共振分析[J]. 中国民航大学学报, 2015, 33 (6): 4.
- QU H C, HUANG Y Q, WANG T, et al. Modal and resonance analysis of civil engine fan blades [J]. Journal of civil aviation university of china, 2015, 33 (6): 4. (in Chinese)
- [16] QU H, ZHANG J, LIN J, et al. Turbofan engine blade vibration model analysis and design parameters effects [C]// Second International Conference on Digital Manufacturing & Automation IEEE, 2011.
- [17] 张大义, 刘烨辉, 洪杰, 等. 航空发动机整机动力学模型建立与振动特性分析[J]. 推进技术, 2015, 36 (5): 6.
- ZHANG D Y, LIU Y H, HONG J, et al. Establishment of aero-engine dynamics model and analysis of vibration characteristics [J]. Propulsion technology, 2015, 36(5): 6. (in Chinese)
- [18] MORENO B J. Multiple boundary conditions for analysis and validation of the fe models of critical structural aero engine components [C]. Portugal: International Conference on Structural Dynamics Modelling test Analysis, Correlation and Validation, 2002.
- [19] LIU S, MA Y, ZHANG D, et al. Studies on dynamic characteristics of the joint in the aero-engine rotor system [J]. Mechanical systems & signal processing, 2012, 29 (3): 120-136.
- [20] KHADER N, LOEWY R G. Shaft flexibility effects on the forced response of a bladed-disk assembly [J]. Journal of sound & vibration, 1990, 139(3): 469-485.
- [21] 谢龙汉, 刘新让, 刘文超. ANSYS结构及动力学分析 [M]. 电子工业出版社, 2012.
- XIE L H, LIU X R, LIU W C. ANSYS structural and dynamic analysis [M]. Electronic Industry Press, 2012. (in Chinese)
- [22] 齐贺阳, 田永卫. 基于ABAQUS CEL的高速水冲击载荷仿真与试验研究[J]. 计测技术, 2022, 42 (3): 7.
- QI H Y, TIAN Y W. Simulation and Experimental Research on high-speed water impact load based on ABAQUS CEL [J]. Metrology and measurement technology, 2022, 42(3): 7. (in Chinese)
- [23] 孙浩琳, 吴娅辉, 朱振宇. 某航空发动机整体叶盘耦合振动特性分析[J]. 计测技术, 2015, 35 (5): 4.
- SUN H L, WU Y H, ZHU Z Y. Analysis of coupled vibration characteristics of an aero-engine integral blisk [J]. Metrology and measurement technology, 2015, 35 (5): 4. (in Chinese)

(本文编辑:朱俊真)



作者简介:田森(1993—),男,助理工程师,硕士,主要从事动态测试及校准、半物理场仿真分析、新功能材料方面的研究。