

非定常流场激励下的离心叶轮高阶高周疲劳设计

冯娅娟^{1,2} 李 坚¹ 王月华¹ 辛健强² 帅石金²

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 株洲 412002)

(2. 清华大学 航空发动机研究院, 北京 100083)

摘要:【目的】针对某离心叶轮叶片尾缘断裂掉块故障,分析其产生机制并提出针对性的改进措施,以提升叶轮的高周疲劳储备。【方法】首先,基于非定常流场分析,阐明了气流激励与叶片共振的映射关系,确定径向扩压器为主要激励源;其次,结合激励频率范围内的模态分析,识别了包含高阶模态在内的危险模态,并通过动应力测量试验进行了确认;最后,采取降低叶片出口高度、优化叶型及调整扩压器叶片角等措施降低了振动应力。【结果】动应力测量与整机持久试车结果表明,改进后的离心叶轮高周疲劳储备满足使用要求,实测峰值应力由 120 MPa 降至 70 MPa。所提危险模态识别与振动控制方法对航空发动机叶片设计具有重要的工程应用价值。

关键词: 离心叶轮; 高阶振动; 非定常; 危险模态; 振动应力; 高周疲劳

中图分类号: V232.4 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2026.05.010

0 引言

中、小功率航空发动机离心叶轮叶片在工作状态承受着高速离心载荷、气动载荷以及温度载荷等多种载荷,工作条件十分恶劣^[1]。在国内外航空发动机研制和全寿命周期中,叶片裂纹、断裂故障在发动机总体故障中占相当高的比例,这其中大部分叶片是高周疲劳破坏的^[2-5]。

导致叶片高周疲劳破坏的因素很多^[6]。叶片材料本身存在性能不足或加工制造过程中产生的加工缺陷^[7];叶片设计未全面考虑激励频率范围(超出工程设计经验的高阶共振)存在的共振^[8-9],高频共振产生较大振动应力导致疲劳破坏。

离心叶轮具备增压比高、稳定工作范围宽、结构紧凑等优点是其能在中、小型航空发动机和燃气轮机上得到广泛应用的根本原因^[10]。对发动机性能要求的不断提高也使压气机离心叶轮设计必须具有更高的效率和气动负载,因此离心叶轮叶片厚度越来越薄,叶片刚度随之降低,加上离心叶轮与径向扩压器间距很小,导致径向扩压器对离心叶轮的非定常激励非常强烈^[11-13],而高转速引起的稳态应力也较高,工程研制中,离心叶轮叶片高周疲劳破坏现象十分突出。

在离心叶轮叶片工程设计中常用 Campbell 图来

识别和避开共振^[14]。而离心叶轮上、下游复杂流场激励的宽频性和叶片低刚度引起固有频率的高密集性,导致难以通过 Campbell 图避开所有的共振(特别是高阶)。通常的振动设计是要求避开叶片的低阶有害共振,对于高阶模态鲜有涉及。近年来,随着发动机性能要求的提高,叶片因高阶共振导致的高周疲劳破坏时有发生。

本文针对某离心叶轮非定常流场进行分析,对已知激励频率范围内的所有模态进行研究,确定已知激励范围内的危险模态,通过动应力测量试验对其高周疲劳储备进行确认。在此基础上,给出了离心叶轮危险模态确定方法以及高阶振动问题的改进方向和措施,并通过动应力测量试验和高周疲劳评估进行验证。

1 气流激励与叶片共振

在航空发动机中,来自上、下游转、静子相互干涉的流场气流亏损是导致叶片强迫振动的主要原因。工作状态下,上、下游转、静子叶片的相对旋转运动会在叶片排前、后形成非均匀性流场,这成为了叶片振动响应的非定常激励源^[15]。

气流激励力的周期性特性可通过傅里叶级数分解为不同阶次的谐波分量^[16],其频率的表达式为

$$f = nC/60 \quad (1)$$

收稿日期: 2025-10-13

作者简介: 冯娅娟,女,1988年生,湖南株洲人,在读非全日制博士研究生,高级工程师;主要研究方向为航空发动机结构强度;E-mail: fengyajuan0122@126.com。

引用格式: 冯娅娟,李坚,王月华,等. 非定常流场激励下的离心叶轮高阶高周疲劳设计[J]. 机械强度,2026,48(5):83-89.

FENG Yajuan, LI Jian, WANG Yuehua, et al. High-order high-cycle fatigue design of centrifugal impeller under unsteady flow field excitation[J]. Journal of Mechanical Strength, 2026, 48(5): 83-89.



免费获取

式中, n 为叶轮旋转速度; C 为导叶数量, 即激振力阶次。

当叶轮受到行波形气流激振时, 其激振力 F 可表示为

$$\begin{cases} F_i = F_0 \cos[\omega t + (i-1)\phi_0] \\ \phi_0 = 2\pi C/N \end{cases} \quad (2)$$

式中, i 为叶片号; F_0 为气流激振力的幅值; ω 为激振频率; t 为时间; ϕ_0 为相邻叶片间的激振力相位差; N 为叶片总数。

式(2)也可通过两个驻波激振力的叠加等效表示为

$$F_i = F_0 \cos[\omega t + (i-1)\phi_0] \cos \omega t - F_0 \sin[(i-1)\phi_0] \sin \omega t \quad (3)$$

导叶数与转子叶片转速共同决定了气流激振力的频率。根据非定常流场计算可得到压力脉动载荷幅值, 因而可直接判断叶片是否有共振风险^[16]。叶轮振动形式由各节径(k)下的振动分量 X_k 叠加而成, 其合成表达式为

$$X = \sum_{k=0}^{\infty} X_k \quad (4)$$

根据式(3), 气动激励作用下的 k 阶振动响应可表示为

$$X_{ki} = A[\cos k(\phi - \phi_i)]\{\sin(2\pi f)[t - (\theta_j - \phi_i)/(2\pi f_r)]\} \quad (5)$$

式中, ϕ 为空间的周向角坐标变量; θ_j 为第 j 个静子导叶在静止坐标系中的周向角位置; f 为气流激振力的频率; f_r 为叶轮的固有频率; ϕ_i 为第 i 个转子叶片在旋转坐标系中的周向角位置, 当 $\theta_j = 0$ 时, ϕ_i 可表示为

$$\phi_i = 2\pi(i-1)/N \quad (6)$$

因此, 式(5)可表示为

$$X_{ki} = A[\cos k(\phi - \phi_i)]\{\sin(2\pi f)[t + \phi_i/(2\pi f_r)]\} \quad (7)$$

将式(7)代入式(4), 可推导得到

$$X_k = \sum_{i=1}^N X_{ki} = \sum_{i=1}^N A[\cos k(\phi - \phi_i)]\{\sin(2\pi f)[t + \phi_i/(2\pi f_r)]\} \quad (8)$$

将式(6)、式(8)联立求解, 可推导出叶轮振动振幅的定量表达式为

$$C_1 = \frac{\sin \pi(iC + k)}{\sin \pi(iC + k)/N} \quad (9)$$

$$C_2 = \frac{\sin \pi(iC - k)}{\sin \pi(iC - k)/N} \quad (10)$$

当叶轮产生 k 节径振动时, 产生条件为

$$iC \pm k = mN$$

式中, m 为导叶编号。

2 气流激励研究

气流经 5 片支板径向进入, 通过 10 组大小叶片的离心叶轮后, 由 17 片径向扩压器排出。图 1 为包含径向进气支板的全周网格示意图。

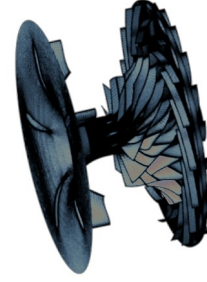
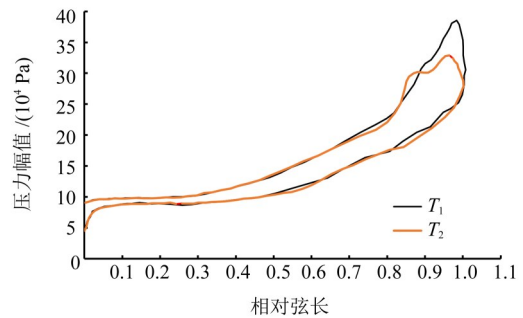


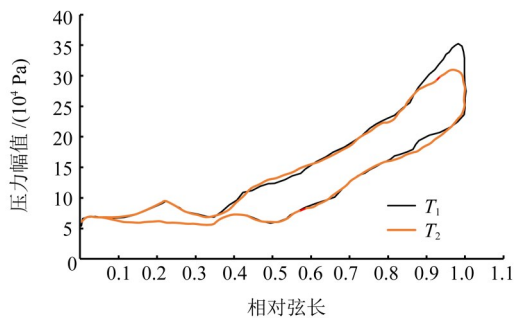
图 1 包含进气支板的离心压气机全周网格

Fig. 1 Full-annulus grid of a centrifugal compressor with inlet guide vanes

对离心叶轮进行非定常流场计算压力结果如图 2 所示。图 2 中, T_1 、 T_2 表示计算的两个时刻。随着相对弦长的增大, 叶片表面的压力载荷越来越大, 集中分布于离心叶轮大叶片后缘 20% 弦长范围内(即 80% 相对弦长至出口段)。随着叶高的增加, 叶片表面出现的压力最大值和压力脉动最大值均呈均匀减小的趋势, 10% 叶高位置的的压力幅值达到叶片最大值, 反映根部承受较大气动激振力。



(a) 10% 叶高处



(b) 90% 叶高处

图 2 离心叶轮大叶片压力随时间变化

Fig. 2 Time-varying pressure on large blades of a centrifugal impeller

为了研究叶片表面气动激励非定常脉动机制,在叶片叶尖和叶片表面进行动态压力测量并进行频谱分析。大叶片进口上游 4 mm、小叶片进口、叶轮出口上游 4.5 mm,共 3 个截面位置分别布置测点,测点位置分布如图 3 所示。图 3 中,Pstk 为自定义的测点编号缩写。

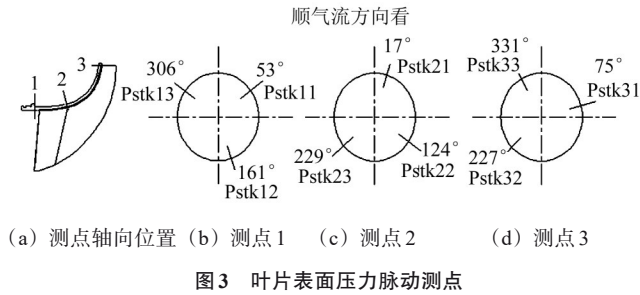


Fig. 3 Blade surface pressure pulsation measurement point

从图 4~图 6 可以看出,在叶片近前缘位置气流激励以上游支板(3.125 kHz)为主,激励强度随弦长增长衰减迅速。至 80% 弦长后段时,径向扩压器叶片通过频率(10.625 kHz)成为主导激励源,其幅值显著高于其他频率成分。对比图 7、图 8 可知,扩压器叶片产生的脉动载荷幅值远大于进气支板。与工程中离心叶轮叶片在叶片尾缘出现断裂掉块故障现象吻合(图 9),因此后续分析主要考虑扩压器叶片数激振。

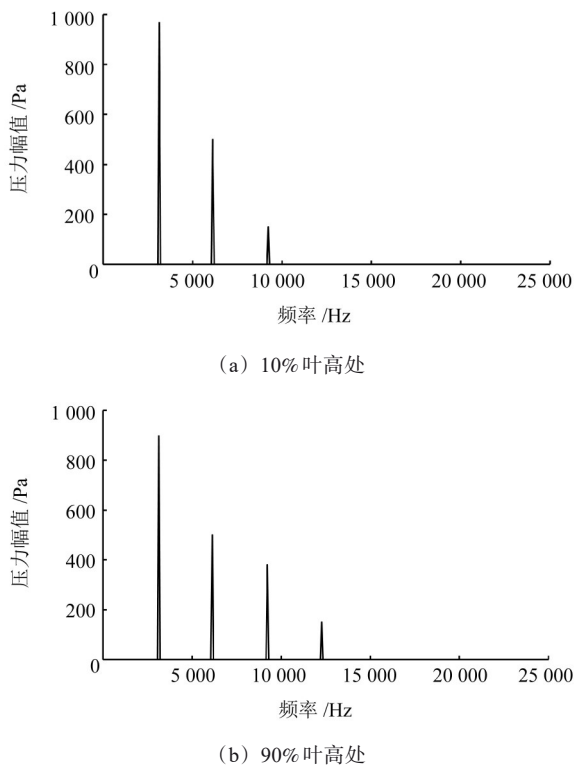


Fig. 4 Pressure pulsation spectrum near leading edge of blade

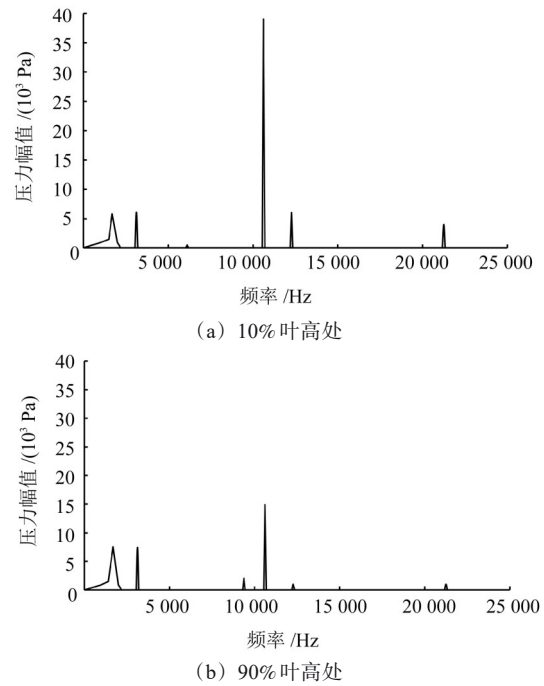


Fig. 5 Pressure pulsation spectrum at 80% relative chord position of blade

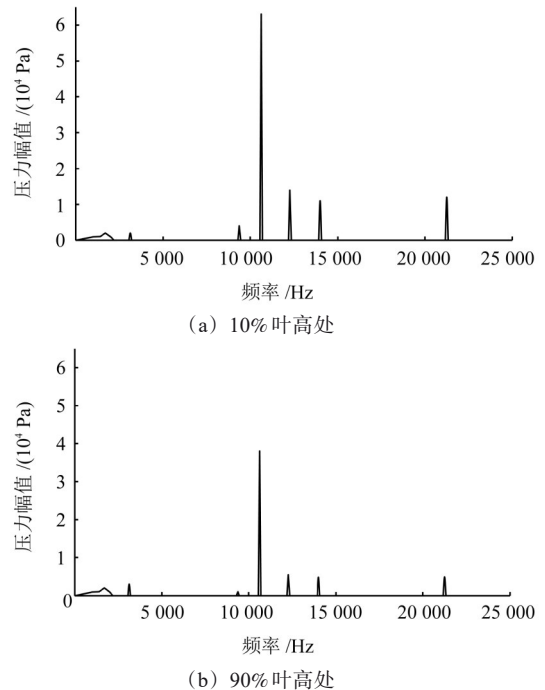


Fig. 6 Pressure pulsation spectrum at near-trailing edge of blade

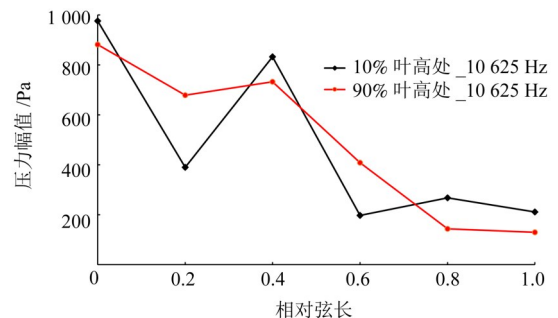


Fig. 7 Chordwise variation of strut excitation

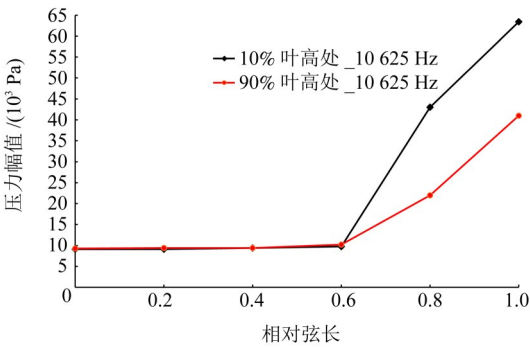
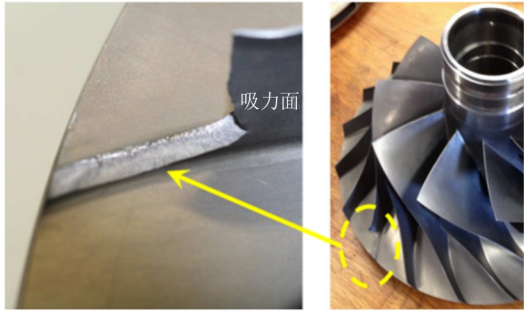


图8 扩压器激励沿弦长变化
Fig. 8 Chordwise variation of diffuser excitation



(a) 掉块位置形貌 (b) 尾缘掉块位置
图9 叶片尾缘断裂掉块故障
Fig. 9 Blade trailing edge fracture

3 振动特性分析

分析在扩压器叶片17倍频激振频带内离心叶轮的所有模态。根据Campbell图分析结果,在离心叶轮稳态转速区间内 $K=17$ 激振源可能诱发11~20阶高阶模态的共振(图10)。

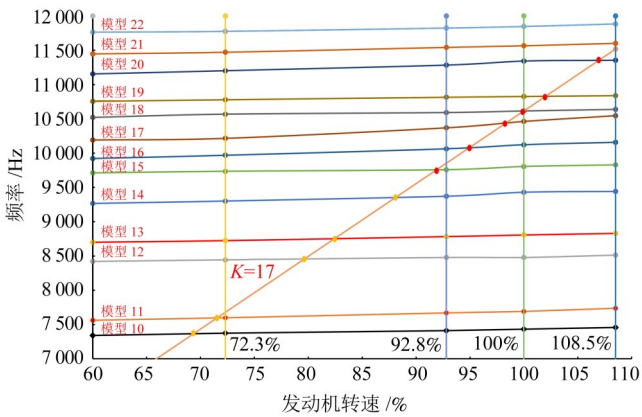


图10 离心叶轮Campbell图
Fig. 10 Centrifugal impeller Campbell diagram

通过叶片的位移和应力进行危险模态确定,叶片各阶模态在80%~100%弦长位置最大位移与整个叶片最大位移之比列于表1,相应的归一化振动应力之比列于表2。第13、16、18、19、20阶模态的出口处与整个叶片的归一化位移和归一化振动应力均较高,属于潜

在的危险模态。其中,第18、19、20阶模态共振转速更高,高转速状态下叶片的气动激振力和稳态应力水平更高,因此,第18、19、20阶模态的危险程度要高于第13、16阶。

表1 叶片归一化位移
Tab. 1 Normalized blade displacement

模态阶次	全叶片	出口处 (80%~100%弦长)	出口处/全叶片/%
11	914.8	34.9	3.8
12	453.9	124.8	27.5
13	288.5	113.9	39.5
14	499.0	87.3	17.5
15	566.4	147.0	26.0
16	433.6	229.3	52.9
17	473.1	133.5	28.2
18	543.8	230.2	42.3
19	517.1	303.6	58.7
20	399.8	245.7	61.5

表2 叶片归一化振动应力
Tab. 2 Normalized blade vibration stress

模态阶次	全叶片	出口处 (80%~100%弦长)	出口处/全叶片/%
11	535 325	57 355	10.7
12	549 252	151 880	27.7
13	331 065	144 620	43.7
14	447 928	104 524	23.3
15	639 872	128 934	20.1
16	530 262	207 656	39.2
17	630 256	121 529	19.3
18	474 553	189 574	39.9
19	485 512	264 288	54.4
20	447 367	210 057	47.0

4 叶片动应力试验

对离心叶轮进行振动应力测量,基于有限元应力分析结果,在叶片上选取2个位置,叶片前缘、尾缘测点如图11、图12所示。



图11 叶片前缘测点
Fig. 11 Blade inlet measurement point

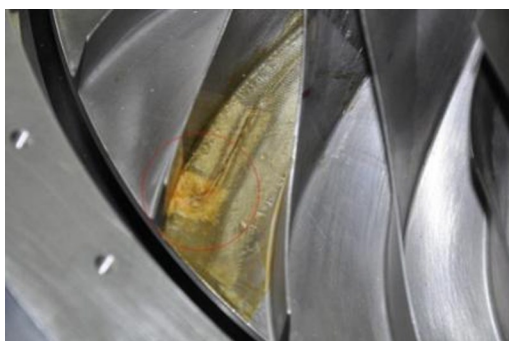


图 12 叶片尾缘测点

Fig. 12 Blade outlet measurement point

试验中测出非常明显的 17 倍频共振,最大动应力幅值出现在前缘测点,为 38 749 r/min 下由转速 17 倍频

激起的大叶片的 19 阶振动,应变水平为 360×10^{-6} , 流道出口的径向扩压器叶片数 ($K = 17$) 是关键激振源。

基于应力分布结果,将测点应力通过敏感度换算到各阶模态最大应力点处应力。表 3 列出了 17 倍频激振下叶片各阶共振的最大振动应力。试验数据表明,在 17 倍频激振条件下,离心叶轮的 11~17 阶模态振动应力幅值显著低于第 18、19 阶,与前文分析第 18、19 阶为危险模态吻合。针对第 18、19 阶危险模态在 17 倍转频激振下的高周疲劳评估,基于 Goodman 准则进行温度修正分析。由图 13、图 14 分析可知,第 18、19 阶高周疲劳储备不足,尾缘区域存在大振动应力和稳态应力重叠,与叶片出口裂纹起源重合。

表 3 各应变片所测得的各阶模态最大应力

Tab. 3 Maximum stress of each order mode measured by each strain gauge

模态阶次	11	12	13	14	15	16	17	18	19
进口/MPa	35	—	○	○	—	○	○	120	—
出口/MPa	—	○	—	○	○	—	—	—	104

注:“○”为无明显振动峰值;“—”为应变片未能检出该阶模态的振动应力信号。

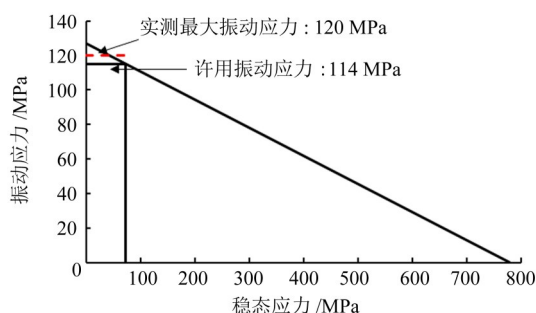


图 13 第 18 阶模态 Goodman 图

Fig. 13 Goodman diagram of the 18th mode

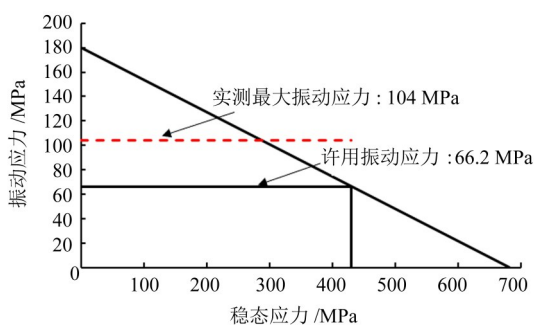


图 14 第 19 阶模态 Goodman 图

Fig. 14 Goodman diagram of the 19th mode

5 改进设计及其验证

离心叶轮的刚度较小,高阶模态非常密集,因此难以通过调频避开共振来降低上述危险模态的振动应力。叶轮的整体结构形式导致引入外部阻尼较为困难。因此,本文拟采取降低气动激振力的方法提高叶片高周疲劳寿命。主要措施如下:

1)降低叶片出口高度,叶片受力面积将减小,相同条件下激振力将减小。

2)优化叶片叶型,降低叶片模态频率同时避免叶片出口稳态应力和振动应力重叠,同时降低共振时激振力大小及共振转速,稳态应力和振动应力也能同时降低。

3)调整扩压器叶片的叶片角,降低其对离心叶轮的势干扰,降低叶片出口负荷。

通过气流激励分析改进后,叶片脉动压力频谱,叶片的压力脉动载荷以径向扩压器叶片 ($K = 17$) 激励为主,压力幅值远低于故障件,其中出口处压力幅值仅为故障件的 13%(图 15),气流激振力降幅明显。

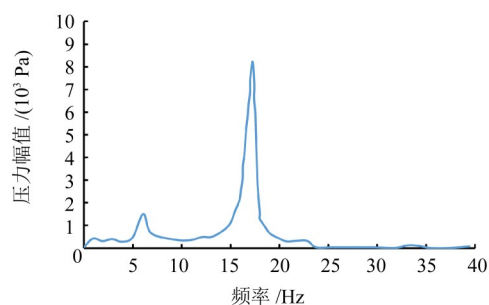


图 15 出口处压力频谱

Fig. 15 Pressure spectrum at exit

改进后危险模态第 18、19 阶频率较改进前均有所下降,共振转速下降明显(表 4),离心叶轮振动应力实测值显著下降,峰值应力仅为 70 MPa。

改进后的离心叶轮经高周疲劳储备评估(图 16)表明,其具有足够储备,并通过了整机持久试车。

表 4 改进前、后离心叶轮共振转速

Tab. 4 Resonance speed of centrifugal impeller before and after improvement

阶次	频率/Hz		共振转速/%	
	改进前	改进后	改进前	改进后
18	10 607	10 123	99.7	92.1
19	10 811	10 508	101.9	97.4

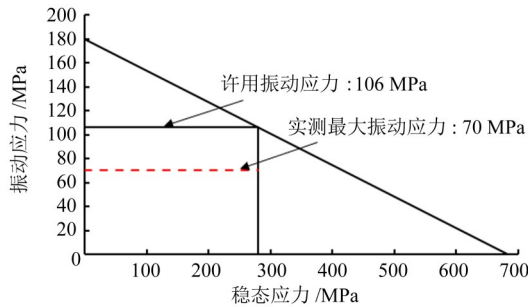


图 16 改进后叶片的高周疲劳评估

Fig. 16 High-cycle fatigue assessment of improved blades

6 结论

提出了离心叶轮危险模态识别方法和降低高阶模态振动应力的方法,并通过动应力测量试验进行了验证,得出以下主要结论:

1)通过非定常流场分析,可以确定叶轮承受的主要激振源为出口的径向扩压器,叶片出口处 80%~100%弦长为关键影响区。

2)对于径向扩压器激起的共振,在高转速区(本文为 97% 转速以上)会激起比较的大的振动应力响应。

3)采用某激振主要影响区域内局部峰值位移(或应力)与整个叶片峰值位移(或应力)之比,可以确定对应该激振的危险模态。

4)对于高阶危险模态,降低共振转速和气动激振力是降低叶片振动应力,避免出现高周疲劳故障的有效方式。

所提危险模态识别方法以及降低叶片高阶模态振动应力的方法可为航空发动机离心叶轮、轴流叶轮、涡轮叶片的振动设计提供参考依据。

参考文献(References)

[1] 刘美茹,滕光蓉,肖潇,等. 基于叶尖定时的航空发动机涡轮叶片振动测量[J]. 航空动力学报,2020,35(9):1954-1963.
LIU Meiru, TENG Guangrong, XIAO Xiao, et al. Vibration measurement of turbine rotor blades of aero-engine based on blade tip-timing[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(9):1954-1963. (In Chinese)

[2] 周金满,薛强,杨硕,等. 外物损伤对压气机叶片高周疲劳强度的影响研究进展[J]. 航空发动机,2023,49(1):27-33.
ZHOU Jinman, XUE Qiang, YANG Shuo, et al. A systematic review on effect of FOD on HCF strength of compressor blades [J]. Aeroengine,2023,49(1):27-33. (In Chinese)

[3] 师利中,董硕,刘雪峰,等. 基于运营数据的发动机压气机叶片裂纹扩展规律研究[J]. 机械强度,2024,46(3):602-610.
SHI Lizhong, DONG Shuo, LIU Xuefeng, et al. Research on the law of engine compressor blade crack propagation based on operation data[J]. Journal of Mechanical Strength,2024,46(3):602-610. (In Chinese)

[4] CHOI Y S, LEE K H. Investigation of blade failure in a gas turbine [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010, 24 (10):1969-1974.

[5] 毛义军,祁大同,许庆余. 离心压缩机叶轮叶片疲劳断裂故障的数值分析[J]. 西安交通大学学报,2008,42(11):1336-1339.
MAO Yijun, QI Datong, XU Qingyu. Numerical study on high cycle fatigue failure of a centrifugal compressor impeller blades[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42 (11) : 1336-1339. (In Chinese)

[6] 洪杰,张大义,陈璐璐. 气流激励下的叶片高周疲劳寿命研究的发展[J]. 航空动力学报,2009,24(3):652-661.
HONG Jie, ZHANG Dayi, CHEN Lulu. Review on investigation of high cycle fatigue failures for the aero engine blade[J]. Journal of Aerospace Power,2009,24(3):652-661. (In Chinese)

[7] 吴泽刚,王泽宇,于加辉,等. 钛合金离心叶轮多工艺状态下的疲劳特性研究[J]. 机械科学与技术,2024,43(7):1132-1141.
WU Zegang, WANG Zeyu, YU Jiahui, et al. Fatigue performance of titanium alloy centrifugal impeller under multi-processing state [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering,2024,43(7):1132-1141. (In Chinese)

[8] 王婧,王德友,韩清凯. 压气机叶片掉角故障的机理分析及其治理[J]. 中国机械工程,2008,19(9):1048-1050.
WANG Jing, WANG Deyou, HAN Qingkai. Mechanism analysis and treatment on loss corner faults of compressor blades[J]. China Mechanical Engineering,2008,19(9):1048-1050. (In Chinese)

[9] 雷沫枝,胡国安,王月华,等. 航空发动机离心叶轮高阶模态振动故障研究[J]. 振动与冲击,2019,38(22):244-250.
LEI Mozhi, HU Guoan, WANG Yuehua, et al. High order mode vibration failure of an aero-engine centrifugal impeller[J]. Journal of Vibration and Shock,2019,38(22):244-250. (In Chinese)

[10] 王毅,卢新根,赵胜丰,等. 高负荷离心压气机扩压器叶片前缘结构分析[J]. 推进技术,2011,32(2):175-181.
WANG Yi, LU Xingen, ZHAO Shengfeng, et al. Effects of diffuser blade geometry at leading edge on a highly-loaded centrifugal compressor[J]. Journal of Propulsion Technology,2011,32(2):175-181. (In Chinese)

[11] 田少杰,漆文凯,许正华. 气流激励下叶片振动响应分析方法[J]. 航空动力学报,2021,36(4):826-838.
TIAN Shaojie, QI Wenkai, XU Zhenghua. Method of blade vibra-

- tion response analysis under airflow excitation [J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(4): 826-838. (In Chinese)
- [12] 赵玉杰, 李磊, 孙守义, 等. 20 kHz 空气射流激励技术及涡轮叶片高阶振动研究[J]. 推进技术, 2025, 46(6): 286-297.
- ZHAO Yujie, LI Lei, SUN Shouyi, et al. 20 kHz air jet excitation technology and high-order vibration characteristics of turbine blade [J]. Journal of Propulsion Technology, 2025, 46(6): 286-297. (In Chinese)
- [13] 胡明辉, 刘少朋, 王浩, 等. 基于宽频振动的燃气轮机叶片断裂故障识别特征与辨识方法[J]. 航空学报, 2024, 45(20): 311-328.
- HU Minghui, LIU Shaopeng, WANG Hao, et al. Characterization and identification of gas turbine blade fracture faults based on broadband vibration [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2024, 45(20): 311-328. (In Chinese)
- [14] 赵虹桥. 涡轮高周疲劳失效分析及寿命-可靠性评估方法研究 [D]. 北京: 北京理工大学, 2018: 2-6.
- ZHAO Hongqiao. High cycle fatigue failure analysis of turbine and life-reliability assessment method [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2018: 2-6. (In Chinese)
- [15] 党伟, 胡明辉, 江志农, 等. 燃气轮机压气机叶片断裂故障振动特征及其诊断方法[J]. 振动与冲击, 2021, 40(10): 7-19.
- DANG Wei, HU Minghui, JIANG Zhinong, et al. Vibration features and diagnosis methods for rotor blade fracture in a gas turbine's compressor [J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(10): 7-19. (In Chinese)
- [16] 宋凯亮. 气流激励下离心叶轮动态特性研究 [D]. 北京: 北京化工大学, 2017: 26-28.
- SONG Kailiang. Research on dynamic characteristics of centrifugal impeller under airflow excitation [D]. Beijing: Beijing University of Chemical Technology, 2017: 26-28. (In Chinese)

High-order high-cycle fatigue design of centrifugal impeller under unsteady flow field excitation

FENG Yajuan^{1,2} LI Jian¹ WANG Yuehua¹ XIN Jianqiang² SHUAI Shijin²

(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou 412002, China)

(2. Institute for Aero Engine, Tsinghua University, Beijing 100083, China)

Abstract: [Objective] The study aims to analyze the causes of blade trailing edge fracture in a centrifugal impeller and propose effective improvement measures to enhance its high-cycle fatigue (HCF) life. [Methods] Firstly, unsteady flow field analysis was employed to identify the radial diffuser as the primary excitation source based on the relation between flow excitation and blade resonance. Secondly, dangerous high-order modes within the excitation frequency range were determined through modal analysis and subsequently confirmed by dynamic stress measurement tests. Finally, improvement measures, including reducing blade outlet height, optimizing blade profiles, and adjusting diffuser blade angles, were implemented to mitigate vibration stress. [Results] The results of dynamic stress measurements and long-term engine tests show that the HCF reserve of the improved impeller meets the service requirements. The peak vibration stress was reduced from 120 MPa to 70 MPa. The proposed method provides a valuable reference for the vibration design of aero-engine impellers.

Key words: Centrifugal impeller; High mode vibration; Unsteady; Dangerous mode; Vibration stress; High-cycle fatigue

Corresponding author: FENG Yajuan, E-mail: fengyajuan0122@126.com

Received: 2025-10-13

(编辑: 李立)