

不平衡扰动下裂纹转子振动特性试验^{*}

韩 冰, 刘占生, 何 鹏, 颜培刚

(哈尔滨工业大学能源科学与工程学院 哈尔滨, 150001)

摘要 为实现不平衡扰动下转子裂纹故障的及时监测、避免安全事故与经济损失,有必要对含有不平衡量的裂纹转子振动特性开展研究。为此,搭建了转子振动特性试验台,对不平衡裂纹转子的振动响应进行测试;试验过程中,以多盘转子为研究对象,采用直径为 0.07 mm 的精密切割线在转轴处预制横向裂纹,并在转子质量盘处施加不平衡质量。结果表明:在不平衡扰动下,裂纹转子在其临界转速附近出现明显的涡动效应;该涡动效应的产生与消失与不平衡量大小密切相关,无法将其简单归结为单一裂纹因素;在诊断裂纹故障时,应结合亚临界转速区的超谐波共振现象进行判断;同时,若不平衡质量施加方向与裂纹开口方向之间的夹角发生改变,临界转速附近的涡动效应也会随之受到影响;研究结果可为不平衡扰动下的裂纹转子故障诊断问题提供一定参考依据。

关键词 不平衡量;裂纹故障诊断;转子;振动特性测试;涡动效应

中图分类号 TH113.1

0 引 言

转子系统广泛应用于航空发动机、舰船推进装置及工业发电设备,若产生裂纹将引发巨大安全隐患。因此,及时发现转子裂纹故障并采取有效防护措施可避免损失扩大。基于振动信号的裂纹识别方法可实现全局无损检测^[1-2],具有良好的应用前景。

相关学者开展了大量关于转子裂纹的研究工作^[3-7]。Sekhar^[8]考虑了裂纹的影响,通过等效载荷法计算分析,结果表明 2 倍转频和 3 倍转频超谐波频率下的等效载荷成分可作为裂纹的故障特征。Sinou^[9]测试了有开裂纹的转子振动响应,并指出双环轴心轨迹及 1/2 临界转速处的 2 倍转频谐波分量是鉴别转子是否存在裂纹的重要依据。此外, Bachschmid 等^[10-12]发现了相似现象。文献[13-14]认为裂纹的存在对转子刚度影响较大,李志农等^[15]则研究了裂纹转子刚度变化后所产生的复杂非线性振动特性。文献[16-20]从不同的角度分别开展研究,指出裂纹故障将导致转子出现特殊的动力学行为。

转子实际运行环境中的意外干扰因素、动平衡后所剩残余不平衡量等均会使转子本身存在不平衡,故探究不平衡力与裂纹共同作用下转子振动特征对转子裂纹故障诊断至关重要。Cheng 等^[21]采用数值算法分析了同时含有呼吸裂纹和不平衡量的转子动力学特性,发现转子临界转速位于裂纹全开

和全闭状态下的固有频率之间,且与不平衡方向相关,而临界转速下的振动峰值在特定不平衡方向角处取得极值。Mobarak 等^[22]指出,不平衡力影响下的转子裂纹呼吸机理与重力主导下的呼吸机理有所区别,使得转子刚度矩阵中的相关元素发生变化。因此,考虑不平衡力的影响可更加精确地预测裂纹转子的振动响应。

Wang 等^[23]开展了类似工作,并从多个方面详细分析了不平衡量作用下裂纹转子的非线性动力学行为。Spagnol 等^[24]则研究了不平衡力对裂纹转子在临界转速处的 1 倍转频振动幅值、亚临界转速区的 2 倍转频和 3 倍转频响应幅值的影响。其中,不平衡对临界转速下 1 倍转频成分的作用效果随裂纹深度的增加而逐渐明显。然而,当不平衡量较大且不平衡质量被置于裂纹开口的相反方向时,亚临界转速区的 2 倍转频和 3 倍转频超谐波成分将消失。尽管现有研究结果为解决不平衡扰动下的转子裂纹故障诊断问题提供了大量参考,但仍需进一步挖掘更多的故障特征以提高诊断精确度。

本研究以多盘转子为研究基础,通过精密线切割在转轴部位预制不同深度的横向裂纹,并在质量盘处放置不平衡质量块。在搭建的转子动力学响应试验台上对不平衡转子振动特性进行测试,通过试验研究不平衡扰动下裂纹转子的故障特征。

^{*} 国家重点研发计划资助项目(2023YFE0125900)

收稿日期:2023-07-24;修回日期:2023-09-11

1 试验装置与流程

多盘转子系统动力学特性试验台如图 1 所示,裂纹转子在滑动轴承支承下通过联轴器与动力输入端相连。多盘转子参数如表 1 所示,列出了转子结构参数与制造转子所用材料的物性参数。

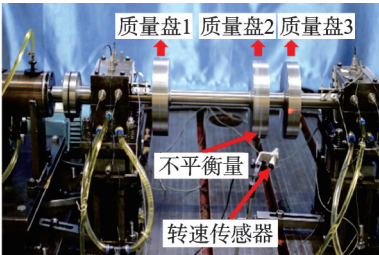


图 1 多盘转子系统动力学特性试验台

Fig.1 Test rig for testing dynamic characteristics of multi-disk rotor system

表 1 多盘转子参数

Tab.1 Parameters of multi-disk rotor	
参数	数值
转子长度/mm	1 000
转轴直径/mm	40
质量盘直径/mm	200
质量盘 1,2 厚度/mm	50
质量盘 3 厚度/mm	40
材料密度/(kg·m ⁻³)	7.85×10 ³
弹性模量/Pa	2.11×10 ¹¹
泊松比	0.3
不平衡质量/g	2,10

裂纹转子示意图如图 2 所示,展示了裂纹转子的具体情况。由于横向裂纹对转子系统的危害性

较大^[25],故本次试验主要针对含横向裂纹的多盘转子系统开展研究。参考以往研究结果^[5, 26-27],为尽可能地反映真实情况,本研究采用精密线切割的加工方式在远离质量盘的轴段处预制更细小的横向裂纹,裂纹与轴心线的夹角互成 90°,裂纹宽度约为 0.07 mm(图 2)。试验过程中将不平衡质量块分别放置于质量盘 2 上不同的径向螺纹孔中,以此控制不平衡量和裂纹开口方向之间的夹角。2 个轴承为剖分式滑动轴承,内环直径为 40 mm,外环直径为 106 mm。

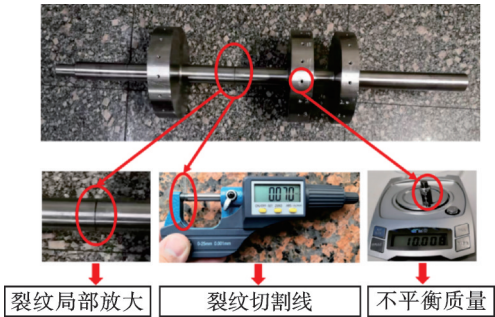


图 2 裂纹转子示意图

Fig.2 Schematic diagram of cracked rotor

试验台结构简图如图 3 所示。在完成试验前的相关准备和检查工作后,启动供油泵、电机及测试系统。转子于 5 min 内均匀升速至 4 000 r/min,采集这一过程中不同工况下的#1轴承座附近的多个振动位移信号。#1 轴承座附近测点布置如图 4 所示,在#1 轴承座处互成 90°的 2 个方向上布置 2 支电涡流位移传感器。从电机端指向轴尾端,测量点 1 位于右侧,测量点 2 位于左侧。试验数据采集与分析流程如图 5 所示。

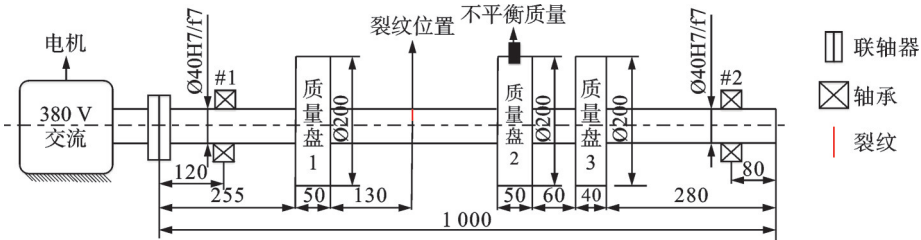


图 3 试验台结构简图(单位:mm)

Fig.3 Structural sketch of test rig(unit: mm)

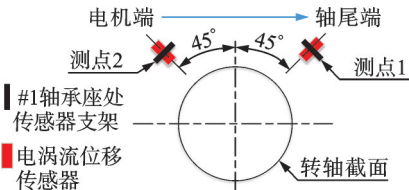


图 4 #1 轴承座附近测点布置

Fig.4 Arrangement of sensor measurement points near bearing seat #1

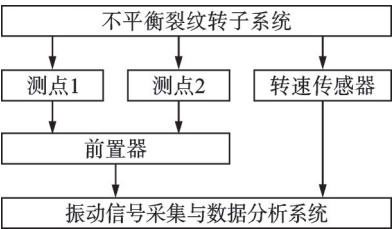


图 5 试验数据采集与分析流程

Fig.5 Experimental data collection and analysis process

2 不平衡裂纹转子涡动特性

裂纹局部截面示意图如图6所示。定义裂纹相对深度 μ ($\mu=a/2R$, 量纲一的量), 其中: a 为裂纹的实际切割深度; $2R$ 为转轴直径, 转轴直径取值见表1; 为标注不平衡量的方向, 定义施加不平衡量方向与裂纹开口方向之间的夹角为 γ 。对试验过程中所测信号进行傅里叶变换^[8], 并通过数采处理系统提取与转速对应倍频处的响应幅值^[28]。

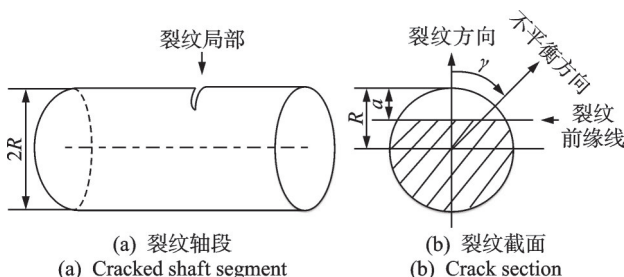
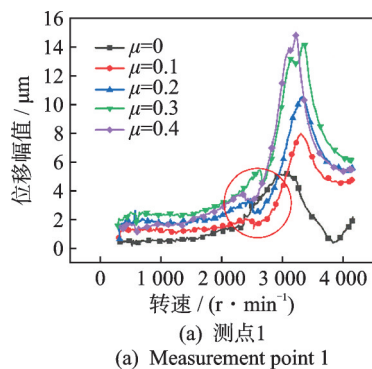


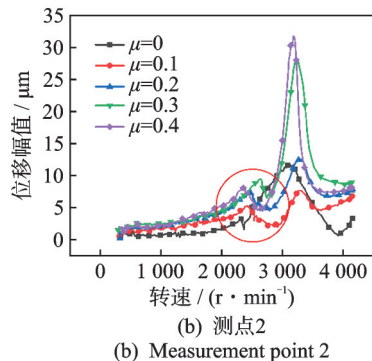
图6 裂纹局部截面示意图

Fig.6 Schematic diagram of crack localisation and crack section

不同裂纹深度下1倍转频响应幅值随转速变化情况如图7所示, 此时尚未在质量盘2处施加不平衡质量 m 。由图可以看出, 临界转速大致分布在3 200 r/min左右。此外, 临界转速附近还存在1个较小的1倍转频峰值(红色圆圈标注)。 $\mu=0$ 时、 $\mu=$



(a) Measurement point 1



(b) Measurement point 2

图7 不同裂纹深度下1倍转频响应幅值随转速变化情况
Fig.7 1 times rotation frequency response amplitude varying with rotational speed at different crack depths

0.4时不同转速下的轴心轨迹分别如图8、图9所示, 展示了测量点1、2采集振动位移信号合成的轴心轨迹图。由图可知, 无裂纹时轴心轨迹较为杂乱。对于存在裂纹故障的情形, 当转子升速增加至临界转速附近的微小1倍转频峰值转速区时, 轴心轨迹逐渐过渡为扁椭圆形。依据转子动力学理论和相关研究结果^[29-31], 此处扁椭圆形轴心轨迹是裂纹转子涡动的体现, 即裂纹转子的涡动导致临界转速附近产生微小的1倍转频峰值。区别于文献[30-31], 本研究对不平衡量大小进行了严格控制。

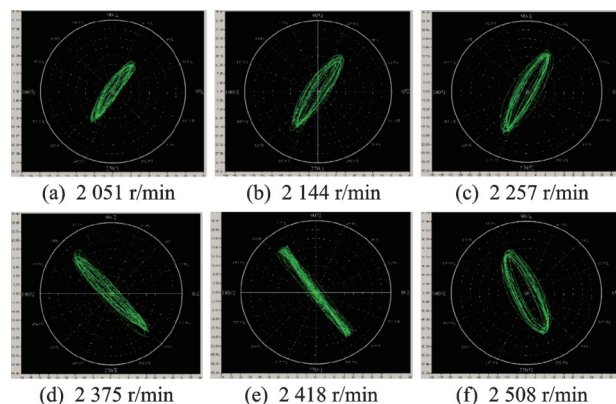


图8 $\mu=0$ 时不同转速下的轴心轨迹

Fig.8 Orbit plot at different rotational speeds when $\mu=0$

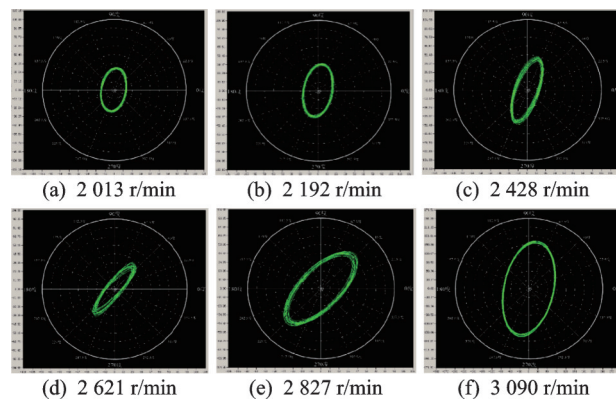


图9 $\mu=0.4$ 时不同转速下的轴心轨迹

Fig.9 Orbit plot at different rotational speeds when $\mu=0.4$

当裂纹相对深度为0.4时, 在质量盘2的 $\gamma=0^\circ$ 处依次施加2、10 g的不平衡质量块。不同不平衡量下1倍转频响应幅值随转速变化情况如图10所示。 $\mu=0.4$, $m=10$ g时不同转速下的轴心轨迹如图11所示。

在施加2 g的质量块后, 裂纹转子在临界转速处的1倍转频共振峰值有所降低。这表明, 转子自身存在一定不平衡量, 2 g的质量块实质上起到进一步的动平衡作用。同时, 质量块的加入使得涡动引起的临界转速附近的微小1倍转频峰值减小。由此可以推断, 当不平衡量在一定范围内逐渐趋于零时,

转子的涡动效应将逐渐减弱。当不平衡质量块继续增大至 10 g, 裂纹转子在临界转速下的 1 倍转频响应峰值突增, 此时临界转速附近的涡动现象消失, 且图 11 中的轴心轨迹未出现扁椭圆形过渡段。因此, 该工况下裂纹故障仍然存在, 无法仅凭借涡动现象进行诊断。反观图 7 中未施加不平衡质量块的不同工况, 裂纹转子在自身残余不平衡量的扰动作用下, 于临界转速附近产生明显涡动效应。由上述分析可知, 转子在 2、10 g 质量块的控制下处于不同程度的不平衡状态, 因而后续试验将继续采用 2、10 g 的质量块。

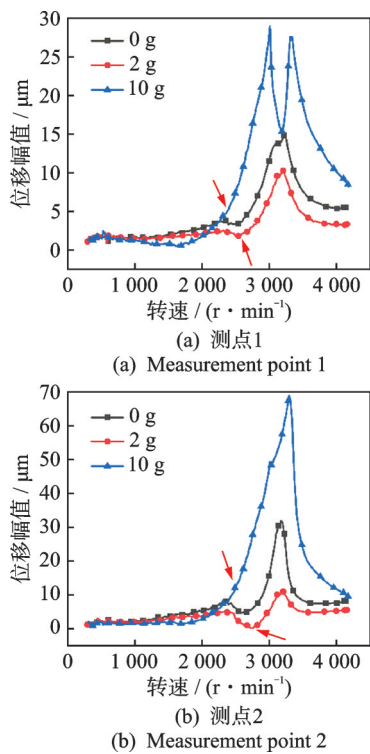


图 10 不同不平衡量下 1 倍转频响应幅值随转速变化情况
Fig.10 1 times rotation frequency response amplitude varying with rotational speed at different unbalance

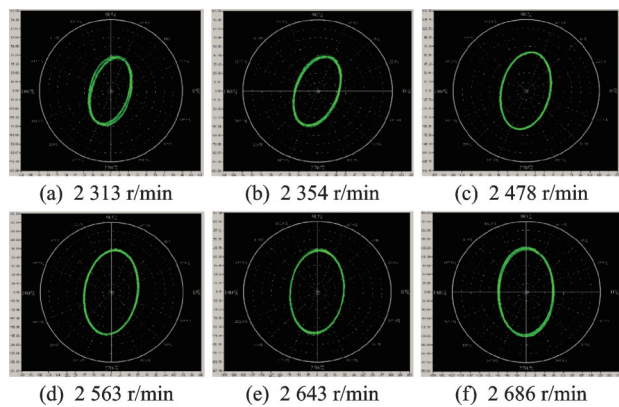


图 11 $\mu=0.4, m=10\text{ g}$ 时不同转速下的轴心轨迹
Fig.11 Orbit plot at different rotational speeds when $\mu=0.4, m=10\text{ g}$

以 2 g 的质量块为例, 将其施加在质量盘 2 的不同螺纹孔中, $\mu=0.4$ 时不同不平衡方向下 1 倍转频响应幅值随转速变化情况如图 12 所示。当 $\gamma=180^\circ, 225^\circ, 270^\circ$ 时, 临界转速下的 1 倍转频共振峰值突增, 结合图 10 可知, 以上方向大致为转子自身残余不平衡量的分布方向, 而质量块的加入进一步增大了转子的不平衡量。从图 12 中可以看出, 随着不平衡量逐渐增大, 裂纹转子在临界转速附近的涡动效应有所减弱。上述分析表明, 临界转速附近的涡动特性有助于对不平衡扰动下的转子裂纹故障进行诊断。然而, 裂纹转子涡动现象的产生和消失与不平衡扰动量的大小密切相关。

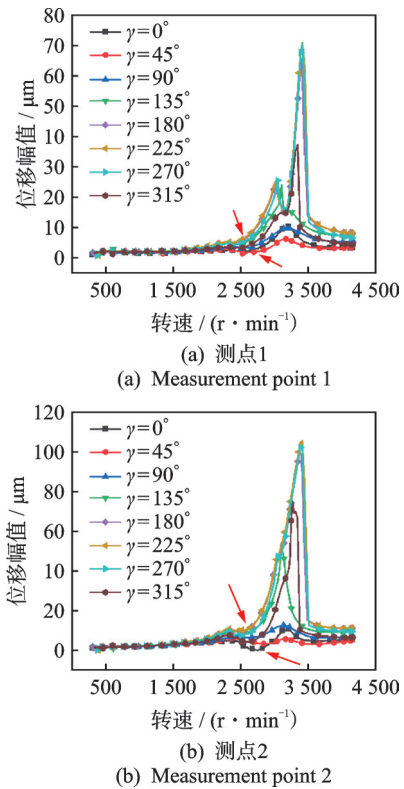


图 12 $\mu=0.4$ 时不同不平衡方向下 1 倍转频响应幅值随转速变化情况
Fig.12 1 times rotation frequency response amplitude varying with rotational speed at different unbalance directions when $\mu=0.4$

3 不平衡裂纹转子的超谐波响应

以往研究指出, 亚临界转速区的 2 倍转频和 3 倍转频超谐波频率成分可作为转子裂纹故障的典型特征^[31-33]。基于此, 在试验过程中探究了不平衡扰动下的裂纹转子超谐波响应特性。将 2 g 的质量块置于质量盘 2 的不同螺纹孔中, $\mu=0.4$ 时不同不平衡方向下 2 倍转频、3 倍转频响应幅值随转速变化情

况分别如图13、图14所示。分析图13可知,裂纹的存在使得转子在1/2临界转速区产生2倍转频共振现象。与转子无裂纹状态相比,随着不平衡量方向的变化,2倍转频共振现象仍然存在。图14则表明,1/3临界转速区的3倍转频信号较弱,与无裂纹状态相比,不平衡裂纹转子在亚临界转速区的3倍转频幅值变化较小。

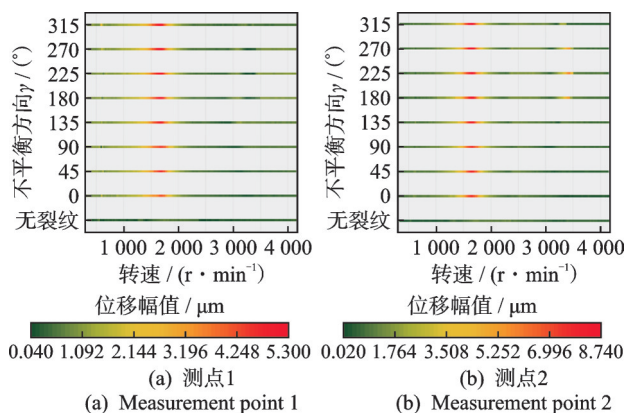


图13 $m=2\text{ g}$, $\mu=0.4$ 时不同不平衡方向下2倍转频响应幅值随转速变化情况

Fig.13 2 times rotation frequency response amplitude varying with rotational speed at different unbalance directions when $\mu=0.4$, $m=2\text{ g}$

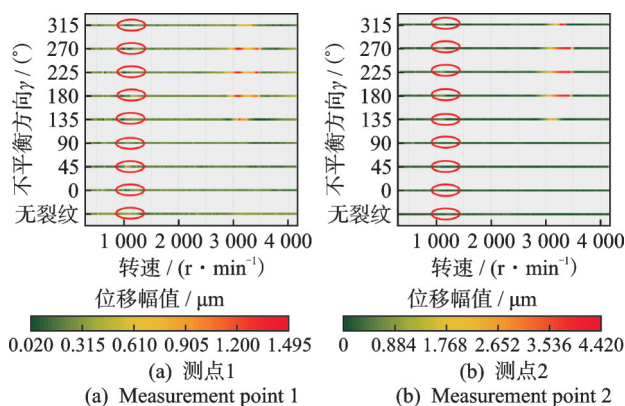


图14 $m=2\text{ g}$, $\mu=0.4$ 时不同不平衡方向下3倍转频响应幅值随转速变化情况

Fig.14 3 times rotation frequency response amplitude varying with rotational speed at different unbalance directions when $\mu=0.4$, $m=2\text{ g}$

当不平衡质量块进一步增大至10 g, $\mu=0.4$ 时不同不平衡方向下2倍转频、3倍转频响应幅值随转速变化情况分别如图15、图16所示。幅值变化总体规律与不平衡质量块为2 g的情况相似。

结合第2节的分析可知,裂纹转子在临界转速附近的涡动现象与不平衡扰动密切相关,无法将涡动现象的成因归结为单一裂纹因素。若转子在临界

转速附近发生涡动,且同时在1/2临界转速区产生2倍转频共振现象,则转子可能存在裂纹故障,并伴随较小的不平衡扰动;若转子在临界转速处的1倍转频共振峰值突增,临界转速附近的涡动现象逐渐消失,且同时在1/2临界转速区发生2倍转频共振,则转子可能存在裂纹故障,并伴随较大的不平衡扰动;若转子在临界转速附近的涡动现象减弱,且临界转速处的1倍转频峰值逐渐减小,同时在1/2临界转速区发生2倍转频共振,则转子不平衡扰动进一步减弱,但仍存在裂纹故障;1/3临界转速区的3倍转频成分属于弱信号,转子裂纹故障和不平衡扰动导致其变化较小,故亚临界转速区3倍转频成分仅可在涡动和2倍转频共振特征的基础之上辅助判断裂纹故障。

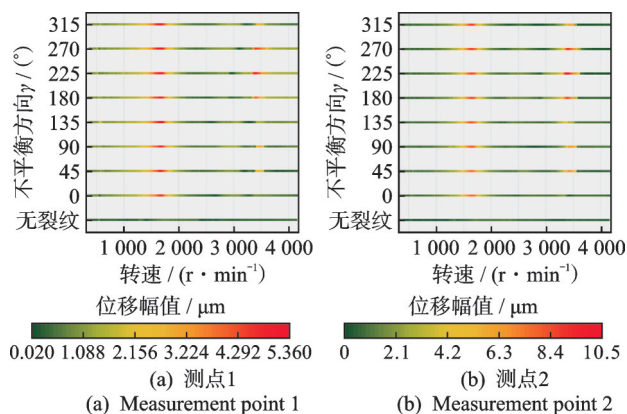


图15 $m=10\text{ g}$, $\mu=0.4$ 时不同不平衡方向下2倍转频响应幅值随转速变化情况

Fig.15 2 times rotation frequency response amplitude varying with rotational speed at different unbalance directions when $\mu=0.4$, $m=10\text{ g}$

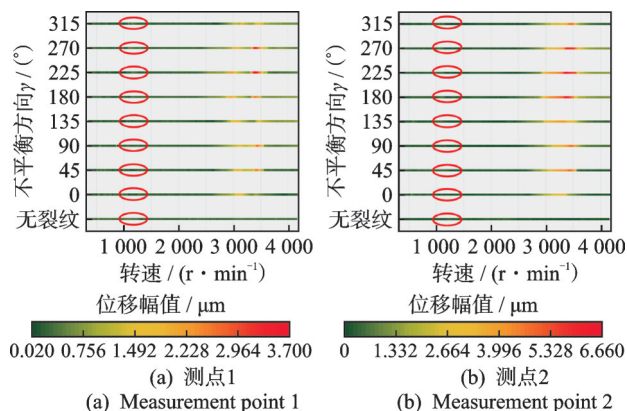


图16 $m=10\text{ g}$, $\mu=0.4$ 时不同不平衡方向下3倍转频响应幅值随转速变化情况

Fig.16 3 times rotation frequency response amplitude varying with rotational speed at different unbalance directions when $\mu=0.4$, $m=10\text{ g}$

4 结 论

1) 在不平衡扰动下,裂纹转子于临界转速附近存在涡动现象。随着不平衡量逐渐增加,涡动现象减弱并消失,且临界转速处的1倍转频共振峰值显著增大;若涡动现象减弱的同时临界转速处的1倍转频共振峰值减小,则转子的不平衡扰动变小。

2) 相较于转子无裂纹状态,不平衡扰动下的裂纹转子在1/2临界转速区存在2倍转频共振现象,当不平衡量方向发生改变时,仍能观察到2倍转频共振现象。

3) 1/3临界转速区的3倍转频成分属于弱信号,其仅可作为在涡动与2倍转频共振特征的基础上的故障判断辅助指标。

4) 在含不平衡扰动的转子裂纹故障诊断过程中,应综合以上结论进行综合判断。

参 考 文 献

- [1] FAN W, QIAO P Z. Vibration-based damage identification methods: a review and comparative study [J]. *Structural Health Monitoring*, 2011, 10(1): 83-111.
- [2] KUSHWAHA N, PATEL V N. Modelling and analysis of a cracked rotor: a review of the literature and its implications[J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2020, 90(6): 1215-1245.
- [3] 左刚奥,包文杰,陈志昊,等. 转子裂纹深度自适应预测与故障诊断[J]. *振动、测试与诊断*, 2024, 44(4): 660-667.
ZUO Gang'ao, BAO Wenjie, CHEN Zhihao, et al. Adaptive prediction and fault diagnosis of rotor crack depth[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2024, 44(4): 660-667.(in Chinese)
- [4] 瓮雷,张磊. 考虑汽轮机汽流激励时裂纹转子的振动特性研究[J]. *振动与冲击*, 2020, 39(22): 137-142, 168.
WENG Lei, ZHANG Lei. Vibration fault features of the rotor with cracks under steam flow-exciting force of a marine steam turbine[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(22): 137-142, 168.(in Chinese)
- [5] DARPE A K, GUPTA K, CHAWLA A. Experimental investigations of the response of a cracked rotor to periodic axial excitation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 260(2): 265-286.
- [6] PALACIOS-PINEDA L M, GÓMEZ-MANCILLA J C, MARTÍNEZ-ROMERO O, et al. The influence of a transversal crack on rotor nonlinear transient response [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2017, 90(1): 671-682.
- [7] SAWICKI J T, FRISWELL M I, KULESZA Z, et al. Detecting cracked rotors using auxiliary harmonic excitation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(7): 1365-1381.
- [8] SEKHAR A S. Crack identification in a rotor system: a model-based approach[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 270(4/5): 887-902.
- [9] SINOUE J J. An experimental investigation of condition monitoring for notched rotors through transient signals and wavelet transform[J]. *Experimental Mechanics*, 2009, 49(5): 683-695.
- [10] BACHSCHMID N, PENNACCHI P, TANZI E, et al. Identification of transverse crack position and depth in rotor systems[J]. *Meccanica*, 2000, 35(6): 563-582.
- [11] BACHSCHMID N, PENNACCHI P, TANZI E. Some remarks on breathing mechanism, on non-linear effects and on slant and helicoidal cracks[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2008, 22(4): 879-904.
- [12] BACHSCHMID N, PENNACCHI P, TANZI E. A sensitivity analysis of vibrations in cracked turbogenerator units versus crack position and depth[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2010, 24(3): 844-859.
- [13] 林言丽,褚福磊. 裂纹转子的刚度模型[J]. *机械工程学报*, 2008, 44(1): 114-120.
LIN Yanli, CHU Fulei. Stiffness models for the cracked shaft of the rotor system[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(1): 114-120.(in Chinese)
- [14] 焦卫东,蒋永华,李刚,等. 任意斜裂纹转子的耦合振动研究[J]. *力学学报*, 2020, 52(2): 533-543.
JIAO Weidong, JIANG Yonghua, LI Gang, et al. Study on coupled vibrations of rotor with an arbitrary slant crack[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2020, 52(2): 533-543.(in Chinese)
- [15] 李志农,王海峰,肖尧先. 基于分数阶微积分的裂纹转子系统非线性动力学特性研究[J]. *兵工学报*, 2015, 36(9): 1790-1798.
LI Zhinong, WANG Haifeng, XIAO Yaoxian. Nonlinear dynamic characteristics of cracked rotor system based on fractional order calculus[J]. *Acta Armamentarii*, 2015, 36(9): 1790-1798.(in Chinese)
- [16] LIN Y L, CHU F L. Numerical and experimental investigations of flexural vibrations of a rotor system with transverse or slant crack[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 324(1/2): 107-125.
- [17] HAJI Z N, OLUTUNDE OYADIJI S. The use of roving discs and orthogonal natural frequencies for crack identification and location in rotors[J]. *Journal of Sound*

- and Vibration, 2014, 333(23): 6237-6257.
- [18] PRABHAKAR S, SEKHAR A S, MOHANTY A R. Transient lateral analysis of a slant-cracked rotor passing through its flexural critical speed[J]. Mechanism and Machine Theory, 2002, 37(9): 1007-1020.
- [19] LIU C, JIANG D X. Torsional vibration characteristics and experimental study of cracked rotor system with torsional oscillation[J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 116: 104737.
- [20] HAN Q K, CHU F L. Parametric instability of a Jeffcott rotor with rotationally asymmetric inertia and transverse crack[J]. Nonlinear Dynamics, 2013, 73(1): 827-842.
- [21] CHENG L, LI N, CHEN X F, et al. The influence of crack breathing and imbalance orientation angle on the characteristics of the critical speed of a cracked rotor[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(9): 2031-2048.
- [22] MOBARAK H M, WU H, SPAGNOL J P, et al. New crack breathing mechanism under the influence of unbalance force[J]. Archive of Applied Mechanics, 2018, 88(3): 341-372.
- [23] WANG S, ZI Y A, QIAN S, et al. Effects of unbalance on the nonlinear dynamics of rotors with transverse cracks[J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 91(4): 2755-2772.
- [24] SPAGNOL J P, WU H, XIAO K Q. Dynamic response of a cracked rotor with an unbalance influenced breathing mechanism[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(1): 57-68.
- [25] XIE J S, CHENG W, ZI Y Y. Modified breathing mechanism model and phase waterfall plot diagnostic method for cracked rotors[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(6): 2527-2539.
- [26] VARNEY P, GREEN I. Crack detection in a rotor dynamic system by vibration monitoring-part II: extended analysis and experimental results[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(11): 112501.
- [27] GUO C Z, YAN J H, YANG W C. Crack detection for a Jeffcott rotor with a transverse crack: an experimental investigation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 83: 260-271.
- [28] 赵广. 转子—联轴器—轴承—隔振器系统耦合动力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009.
- [29] 廖明夫, 赵清周. 转子进动定理的扩充和完善[J]. 振动、测试与诊断, 2021, 41(6): 1216-1220.
- LIAO Mingfu, ZHAO Qingzhou. Improvement of theorems on precessional motion of rotors[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(6): 1216-1220.(in Chinese)
- [30] AL-SHUDEIFAT M A. New backward whirl phenomena in intact and cracked rotor systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 443: 124-138.
- [31] AL-SHUDEIFAT M A, SHIRYAYEV O, AL HAMMADI F, et al. Post-resonance backward whirl in accelerating cracked rotor systems[J]. European Journal of Mechanics-A/Solids, 2020, 83: 104039.
- [32] SINOUE J J, LEES A W. A non-linear study of a cracked rotor[J]. European Journal of Mechanics-A/Solids, 2007, 26(1): 152-170.
- [33] SINOUE J J. Detection of cracks in rotor based on the $2\times$ and $3\times$ super-harmonic frequency components and the crack-unbalance interactions[J]. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2008, 13(9): 2024-2040.



第一作者简介:韩冰,男,1993年2月生,博士。主要研究方向为裂纹转子动力学。曾发表《不同裂纹参数下的转子系统振动特性试验》(《振动工程学报》2025年第38卷第3期)等论文。

E-mail: 18B902051@stu.hit.edu.cn

通信作者简介:刘占生,男,1955年11月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为转子动力学与故障诊断。

E-mail: lzs@hit.edu.cn