

离心压缩机动静干涉信号特征识别方法^{*}

李宏坤¹, 付井强¹, 杨树华², 王开宇²

(1. 大连理工大学机械学院 大连, 116024) (2. 沈阳鼓风机集团股份有限公司 沈阳, 110023)

摘要 离心式压缩机由于内部静、动叶片排的相对运动, 气流在压缩机内部流动时会产生动静干涉, 从而会产生不定常气流激振力和高振幅压力脉动。这种非定常动静干涉对压缩机的稳定正常运行和实际工作效率有着重要的影响。为了有效研究动静干涉的信号特征, 首先, 对某模型级压缩机试验台离心叶轮进行运行模态仿真计算从而得到叶轮干涉图; 其次, 确定进口导叶(inlet guide vanes, 简称 IGV)和出口扩压器(outlet guide vanes, 简称 OGV)对叶轮存在干涉的转速; 最后, 在确定的试验转速工况下进行应变测试和压力脉动测试。通过分析对比, 验证了仿真转速工况下干涉特征频率的存在, 也证实了应变信号更适用于识别干涉信号特征。通过总结干涉较严重的转速工况干涉特征频率与叶轮固有频率的关系, 为离心压缩机进一步改进设计奠定了基础。

关键词 离心式压缩机; 进口导叶; 离心叶轮; 出口扩压器; 动静干涉

中图分类号 TH45; TH452

引言

离心压缩机具有结构紧凑、压比高和稳定工作范围宽广等优点, 在航空航天、能源、化工及冶金等部门应用相当广泛。离心式压缩机内部进口导叶与离心叶轮、离心叶轮和出口扩压器之间动叶片排相对于静叶片排是旋转的, 动、静叶片排的相对运动造成动、静叶之间的相互干涉, 导致内部气流的非定常流动, 从而产生动静干涉^[1]。

关于动静干涉的研究, 目前国内外学者主要采用 PIV 技术和数值模拟的方法对压缩机内部非定常流动进行流场仿真和试验, 主要探讨尾迹和动叶间干涉的机理, 而对于动静干涉信号特征识别方法研究较少。周莉等^[2]对 0° 和 30° 不同预旋角度下离心压缩机进口导叶/叶轮的动静相干进行了非定常数值模拟研究。杨策等^[3]通过非定常流场计算, 对某离心压缩机叶片排间的确定性相互干涉现象进行了研究, 并提出了导流叶片尾迹摆动机理。Krain^[4]使用双焦距激光测速仪(L2FV)对离心式叶轮出口/叶片扩压器入口区域的速度、压力进行了测量。Inoue^[5]使用热线探针和压力传感器对叶片扩压器内的速度和壁面静压进行了非定常测量。吴亚东

等^[6]采用 PIV 实验技术获得了静子尾迹与动叶相互干涉的流场, 探讨了尾迹和动叶干涉的机理。柳阳威等^[7]采用定常和非定常数值模拟技术, 研究了某跨声离心压气机级内的复杂流动, 分析了叶轮与径向扩压器之间的非定常相互作用。除此之外, 近十年来国内外一些学者还对离心泵、压缩机等叶轮机械动静干涉的相关机理以及效应进行了一系列数值模拟仿真和实验^[8-12], 但并没有提出通过信号测试和时频域分析从而有效识别动静干涉信号特征的方法。

笔者将从离心压缩机动静干涉所引起的不定常气流激振力、高振幅压力脉动入手, 分别进行动叶片表面应变测试、叶轮入口以及扩压器进出口处压力脉动测试, 以此来有效识别动静干涉的信号特征, 并将干涉特征频率与叶轮固有频率相联系, 总结试验成果并应用于实际压缩机结构改进设计研究中。

1 动静干涉转速工况仿真

在进行动静干涉相关测试之前, 需要先对试验台离心压缩机叶轮进行设计转速工况下运行模态仿真计算; 接着基于叶轮运行模态仿真结果得到叶轮干涉图, 从而最终确定动静干涉测试的转速工况。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51575075, U1808214)
收稿日期: 2017-11-12; 修回日期: 2018-01-25

1.1 叶轮运行模态仿真计算

表1为试验台离心压缩机的一些重要参数。对离心叶轮建立模型,在设计转速3 500 r/min并考虑预应力效应下进行工作叶轮运行模态仿真计算^[13-15],最终得到表2所示叶轮运行模态计算结果。

表2中所列的是试验台离心压缩机工作叶轮在3 500 r/min转速工况下运行模态仿真计算得到的

表2 3 500 r/min转速工况下叶轮运行模态固有频率

Tab.2 Operational mode calculation result of impeller based on 3 500 r/min

阶数	节径数									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	604.20	608.95	613.53	613.90	614.84	615.81	616.68	617.43	617.99	618.30
2	1 042.70	608.95	613.53	613.90	614.84	615.81	616.68	617.43	617.99	618.30
3	1 322.40	875.48	1 282.10	1 428.20	1 448.30	1 452.10	1 449.10	1 442.30	1 435.10	1 430.30
4	1 633.70	875.48	1 282.10	1 428.20	1 448.30	1 452.10	1 449.10	1 442.30	1 435.10	1 430.30
5	1 995.70	1 505.30	1 535.70	1 605.40	1 659.80	1 677.40	1 673.10	1 661.10	1 649.90	1 643.70
6	2 068.20	1 505.30	1 535.70	1 605.40	1 659.80	1 677.40	1 673.10	1 661.10	1 649.90	1 643.70

1.2 试验转速工况确定

式(1)~(5)为动静叶干涉特征频率计算公式

$$f_{IGV} = N_R K_{IGV} / 60 \quad (1)$$

$$f_{OGV} = N_R K_{OGV} / 60 \quad (2)$$

$$f_{BPF} = N_R K_R / 60 \quad (3)$$

$$f_{DF} = f_{BPF} - f_{IGV} \quad (4)$$

$$f_R = N_R / 60 \quad (5)$$

其中: f_{IGV} 为进口导叶对离心叶轮干涉的特征频率; f_{OGV} 为出口扩压器对离心叶轮干涉的特征频率; f_{BPF} 为离心叶轮叶片通过频率; f_{DF} 为叶通频 f_{BPF} 与进口导叶干涉频率 f_{IGV} 的差值,即差频; f_R 为轴频; K_{IGV} , K_{OGV} , K_R 分别为进口导叶、出口扩压器和离心叶轮的叶片数; N_R 为压缩机主轴转速。

根据表1中试验台压缩机动静叶片参数以及式(1)~(5)可知:对于该试验台存在进口导叶干涉和出口扩压器干涉的特征频率分别对应11倍频、20倍频处,叶通频对应19倍频处,差频对应8倍频处。

基于表2中设计转速3 500 r/min下叶轮运行模态计算结果,考虑到3 500 r/min的±10%误差转速范围以及 f_{IGV} , f_{OGV} 所对应的倍频,可以得到设计转速下的叶轮干涉图^[16]。

通过干涉图确定干涉转速工况的中心思想如下:当干涉特征频率和运行模态固有频率重合时,会由于气流激励产生明显的动静叶片干涉。因此得到叶轮干涉图后,要先选择干涉图中同一节径数上离

各阶模态对应不同节径数的固有频率,其主要目的是用于叶轮干涉图的绘制。

表1 试验台离心压缩机仿真重要参数

Tab.1 Important simulation parameters of test rig

叶轮直径/mm	叶轮叶片数	进口导叶(IGV)叶片数	出口扩压器(OGV)叶片数	仿真工作转速/(r·min ⁻¹)
810	19	11	20	3 500

IGV或OGV干涉校核线较近的运行模态固有频率作为干涉特征频率,再由干涉特征频率得到存在干涉的转速。

综合干涉图确定的存在干涉的转速工况及其±5%,±10%的转速点和压缩机实际运行工况,最终确定了如下18个试验转速工况:

1) 声共振转速:1 650,1 848,1 998 r/min;

2) 存在导叶干涉的转速:3 033,3 201,3 370,3 500,3 533,3 707,3 960 r/min;

3) 存在扩压器干涉的转速:4 168,4 376,4 547,4 607,4 837,5 053 r/min;

4) 不存在干涉的转速:5 305,5 558 r/min。

2 动静干涉稳定工况试验

2.1 离心压缩机试验台介绍

所用试验台为沈阳鼓风机集团的Φ800模型级离心式压缩机试验台,试验台结构如图1所示。试验台离心压缩机叶轮为半开式叶轮,扩压器为全高叶片扩压器,进口导叶调节装置为均布对称翼型导叶,相关参数如表1所示。除此之外,其可调转速范围为500~9 000 r/min,主从动齿轮驱动比为126/43=2.93,设计流量系数为0.115,导叶开度范围为0~90°,本次18个稳定转速工况试验是在导叶开度45°和设计流量系数下进行的。

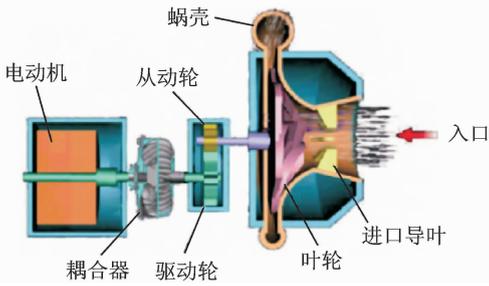
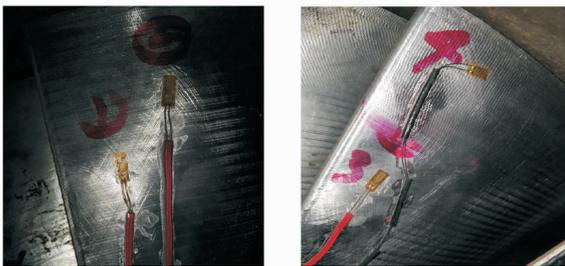


图 1 试验台压缩机结构图

Fig. 1 Structure diagram of test rig compressor

2.2 应变测试

为了检测进口导叶、出口扩压器与离心叶轮之间动静干涉所引起的不定常气流激振力,对离心叶轮叶片进行了应变测试^[17-18]。采集应变信号所用的试验设备是东华测试技术股份有限公司研发的可在线或离线采集的 DH5916 应变信号采集仪。由于本次应变测试过程中,压缩机是在试验转速工况下不断连续运行的,因而使用其离线采集功能,将其固定在叶轮中心端盖中,使其能够随叶轮一块旋转,在旋转的同时采集应变信号。测试中采样频率设置为 10 kHz,应变片的粘贴位置如图 2 所示。



(a) 测点位置 1,2 (b) 测点位置 3,4
(a) Measuring points 1 and 2 (b) Measuring points 3 and 4

图 2 应变片粘贴位置

Fig. 2 Sticking position of strain gauges

2.3 压力脉动测试

为了检测进口导叶、出口扩压器与离心叶轮之间动静干涉所引起的叶轮进口处、扩压器进口处、扩压器出口处的高振幅压力脉动,对以上 3 个部位进行了压力脉动测试^[17-18]。测试设备采用北京东方噪声与振动研究所的 DASP 测试系统和 NI PCI-4472 数据采集卡。所用传感器采用 PCB106B 声压传感器,传感器采用嵌入式安装方式,在叶轮入口处、扩压器入口处以及扩压器出口处分别加工通孔用于安装声压传感器。测试中选用了 7 个通道,其中 1,2,3 通道传感器位于如图 3 中 a 处扩压器进口,4,5,6

通道传感器位于如图 3 中 b 处扩压器出口,7 通道传感器位于图 4 所示叶轮进口处。测试中采样频率设置为 10 240 Hz,每个工况采集 10 s 的数据。

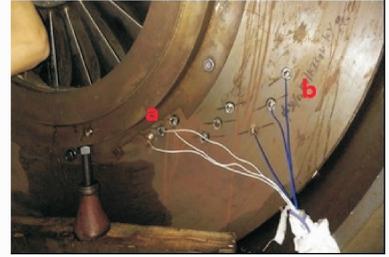


图 3 扩压器进、出口处传感器位置

Fig. 3 Position of sensors at inlet and outlet of diffuser



图 4 叶轮进口处传感器安装位置

Fig. 4 Installation position of sensor at impeller inlet

3 稳定工况试验数据分析

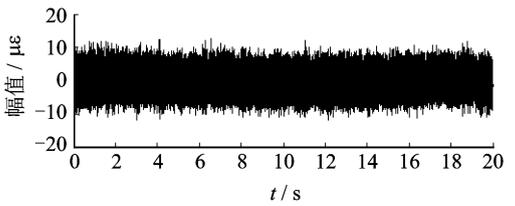
3.1 应变测试数据分析

由于 4 个通道应变片位置不同,所测得的应变幅值明显程度也不同,将采集仪中离线应变数据导出并用东华应变测试软件系统分析模块处理,发现第 4 通道应变幅值较明显,有助于识别干涉特征频率。图 5 和图 6 是设计流量系数下第 4 通道 IGV 干涉频率(11 倍频)或 OGV 干涉频率(20 倍频)比较明显的两个转速工况对应的应变数据分析结果。

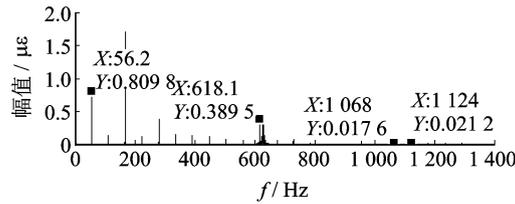
将设计流量系数下 18 个试验转速工况的 11 倍频和 20 倍频应变幅值分别用折线图表示,如图 7,8 所示。通过相关图表中各倍频处应变幅值分析对比,可以得到以下结论:

1) 导叶干涉分析对比:在所有 18 个试验转速工况中,3 370 r/min 的 11 倍频(IGV 干涉特征频率)应变幅值相比其他转速更高更明显,因此 3 370 r/min 存在的 IGV 干涉最严重。

2) 扩压器干涉分析对比:在所有 18 个试验转速工况中,4 837 r/min 的 20 倍频(OGV 干涉特征频率)应变幅值相比其他转速更高,因此 4 837 r/min 存在的 OGV 干涉最严重。

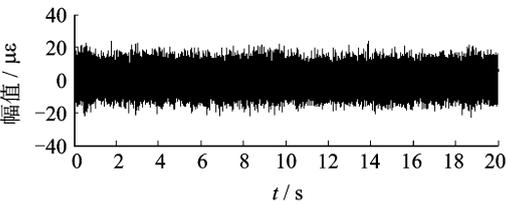


(a) 时域信号
(a) Time domain signal

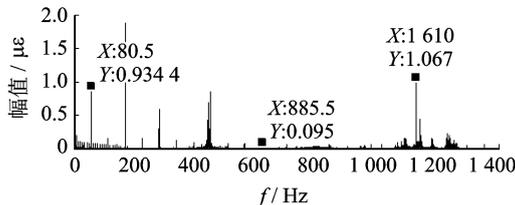


(b) 频域信号
(b) Frequency domain signal

图 5 3 370 r/min 应变分析谱图(1,11,19,20 倍频)
Fig. 5 Strain signal analysis for 3 370 r/min condition



(a) 时域信号
(a) Time domain signal



(b) 频域信号
(b) Frequency domain signal

图 6 4 837 r/min 应变分析谱图(1,11,20 倍频)
Fig. 6 Strain signal analysis for 4 837 r/min condition

3) 从图 7,8 可以看出,存在较明显 IGV 干涉

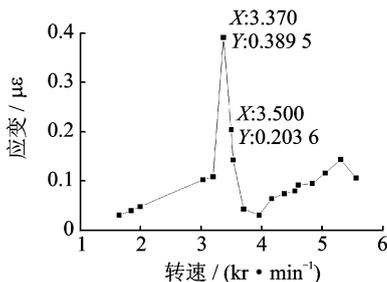


图 7 各转速工况 11 倍频处应变幅值变化

Fig. 7 The variation of strain amplitude at 11 frequency doubling at each rotating speed condition

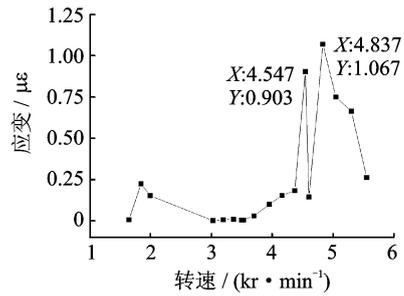


图 8 各转速工况 20 倍频处应变幅值变化

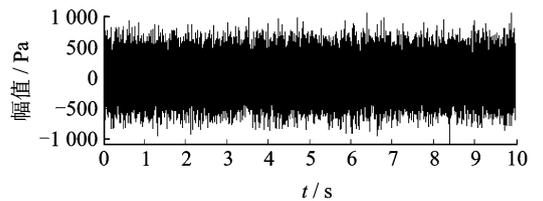
Fig. 8 The variation of strain amplitude at 20 frequency doubling at each rotating speed condition

的转速工况主要在 3 370 r/min 的±5%范围内,存在较明显 OGV 干涉的转速工况主要在 4 837 r/min 的±6%范围内,和之前仿真确定的存在干涉的试验转速工况基本相符,证实了通过仿真得到干涉谱图进而确定试验转速工况的可行性。

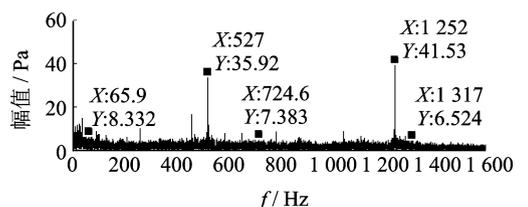
3.2 压力脉动测试数据分析

试验结束后,先用东方所 DASP 测试软件对比选择各转速工况下干涉特征频率处幅值相对较明显的通道数据以 txt 文件格式导出,再对导出的各转速工况对应的压力脉动数据进行快速傅里叶变换分析。

通过对比,最终选定每个转速工况的第 4 通道数据导出,并用 Matlab 进行分析,从而得到频谱中一些重要的特征频率,如轴频(1 倍频)、差频 DF(8 倍频)、IGV 干涉频率(11 倍频)、叶通频 BPF(19 倍频)和 OGV 干涉频率(20 倍频)等。图 9 和 10 为干涉特征频率较明显的转速工况的频谱分析结果。



(a) 时域信号
(a) Time domain signal



(b) 频域信号
(b) Frequency domain signal

图 9 3 960 r/min 压力脉动分析谱图(1,8,11,19,20 倍频)
Fig. 9 Pressure fluctuation signal analysis for 3 960 r/min

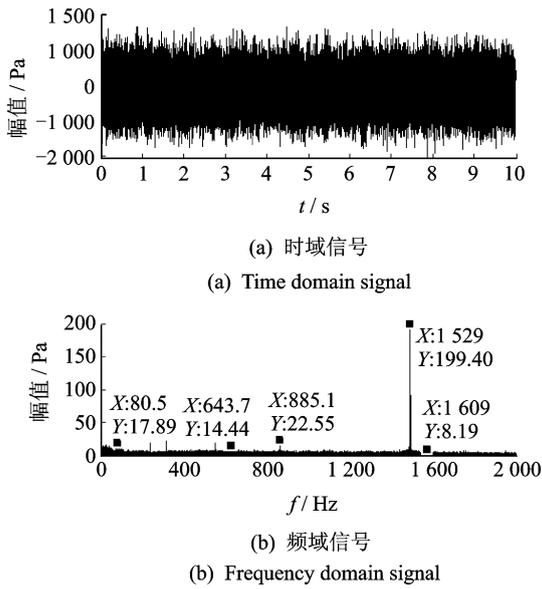


图 10 4 837 r/min 压力脉动分析谱图(1,8,11,19,20 倍频)
Fig. 10 Pressure fluctuation signal analysis for 4 837 r/min

将各试验转速工况的差频(8 倍频)、IGV 干涉特征频率(11 倍频)和 OGV 干涉特征频率(20 倍频)处压力脉动幅值分别用折线图表示,如图 11 所示。由图 9~11 可以发现,各转速工况的压力脉动频谱中叶通频(19 倍频)幅值都比较明显,OGV 干涉特征频率(20 倍频)幅值基本都不太明显,而其他倍频如轴频(1 倍频)、差频(8 倍频)、IGV 干涉特征频率(11 倍频)有个别比较明显。

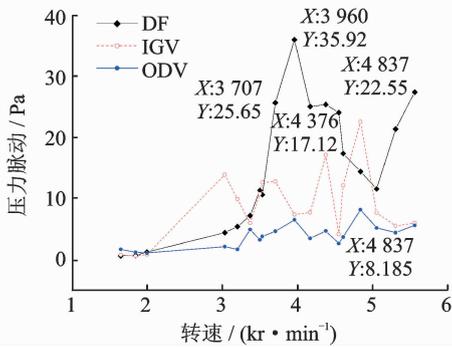


图 11 各转速工况 8,11,20 倍频处压力脉动幅值变化
Fig. 11 The variation of pressure fluctuation amplitude at 8,11 and 20 frequency doubling at each rotating speed condition

从图 11 中各转速工况特征频率处幅值对比看,IGV 干涉特征频率始终比 OGV 干涉特征频率明显,说明了导叶干涉比扩压器干涉对压力脉动的影响大。通过仿真确定的存在较明显扩压器干涉的转速工况如 4 837 r/min,其 20 倍频并不明显,反而 11 倍频较为明显,和之前应变测试结果以及仿真得到

的干涉转速工况结果不同,这也在一定程度上说明了压力脉动测试可能并不适用于扩压器干涉检测。

总之,通过稳定工况下动静干涉试验,发现应变信号测试能够有效识别动静干涉的信号特征,并且能够反映各转速工况 IGV 干涉或 OGV 干涉的明显程度,测试结果和仿真结果差别不大;而压力脉动信号测试由于频谱中 f_{IGV} , f_{OGV} 处压力脉动幅值不太明显,虽然能够得到不太明显的动静干涉特征频率,但实际测得的信号特征和仿真结果有差别。

4 动静干涉扫频试验

为了验证动静干涉稳定工况试验的相关结论,并找出因干涉频率和固有频率重合而引起共振的转速工况,又进行了动静干涉扫频试验。扫频测试过程也是在设计流量系数下进行的,由于之前压力脉动测试没有应变测试效果好,因此只进行应变测试,但应变测试的位置有所改变,图 12 为此次试验应变贴片粘贴位置。通过之前试验中应变测试的 4 个通道对比发现,应变片右偏方向应变幅值更明显,且为了研究叶尖到叶根不同位置处应变幅值明显程度,最终确定了图 12 中的应变片粘贴位置。



图 12 应变片粘贴位置
Fig. 12 Sticking position of strain gauges

具体扫频测试过程如下:首先,把压缩机转速调至 3 000 r/min 左右以避免临界转速,在安全转速下把流量工况调至设计流量系数;其次,在设计流量工况下向高转速 5 558 r/min 扫频进行应变信号采集,扫频过程中注意控制调转速的速度,不宜过快或过慢;最后,从高转速 5 558 r/min 逐渐往下降,直至停机。

5 扫频过程分析

通过对比发现,第 3 通道整体应变幅值在 4 个

应变测试通道中最明显。图13为第3通道由3 000 r/min 逐渐过渡到5 558 r/min 的扫频过程应变数据经短时傅里叶变换处理所得到的时频联合分析图,图中标注的固1、固2、固3这3条近似水平直线代表叶轮运行时各转速工况下的固有频率。除了3条固有频率线外,其他有一定斜率的近似直线代表扫频时随转速升高的倍频线,可以看出各倍频线在图中颜色深浅程度不同,颜色越深代表该转速下该倍频处应变幅值较高,图中标注了3条主要的倍频线,分别为轴频、IGV 干涉特征频率(11倍频)、OGV 干涉特征频率(20倍频)。

图13中扫频过程应变数据处理结果可从以下几方面进行分析:

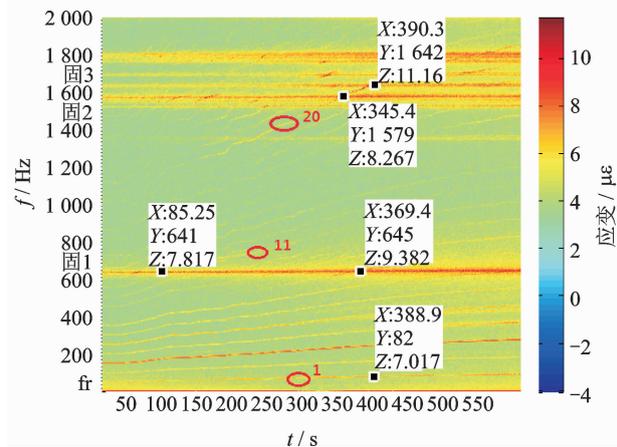


图13 第3通道扫频应变数据处理结果

Fig. 13 Frequency sweep strain data processing results of the third channel

1) 各倍频线幅值明显程度对比

由图中3个重要的特征频率倍频线明显程度对比,20倍频线比11倍频线颜色深,说明了扩压器干涉比进口导叶干涉明显,扩压器干涉对应变幅值的影响较大。因此,通过扫频分析也可以验证之前各稳定转速工况下应变频谱分析的结果。

2) 共振转速点分析

当图中干涉特征频率的倍频线与固有频率线相交时,就会因干涉特征频率与固有频率重合而产生共振,反映到图中也就是固有频率线上颜色最深(黑红色)的点。从图13中可以看出,固有频率线上颜色最深的地方正好是固有频率线3与20倍频线交点处,图中显示共振转速点的20倍频为1 642 Hz左右,对应轴频为82 Hz左右,对应共振转速为4 920 r/min左右。

因此,由于11倍频线不太明显,其与固有频率线1相交部分颜色也不太深,导叶干涉基本不会引

起较严重的共振;而20倍频线与固有频率线3相交部分颜色比较深,特别在4 920 r/min 前后 $\pm 1\%$ 转速范围内可能会引起较严重的共振,实际运行过程中应尽量避免长时间停留在此转速范围内。

3) 干涉严重转速点与固有频率关系分析

表3为3 370, 4 837, 4 920 r/min 的干涉特征频率与仿真固有频率、扫频得到的实际运行过程固有频率对比情况。

表3 干涉频率与固有频率对比表

Tab. 3 Comparative table of interference frequency and natural frequency

干涉类型	转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	干涉频率/ Hz	仿真固有频率/ Hz	实际运行固有频率/ Hz
IGV	3 370	618	618	627
OGV	4 837	1 612	1 609	1 632
OGV (共振点)	4 920	1 640	1 651	1 642

可以发现,表3中干涉特征频率与叶轮实际运行过程固有频率很接近。因此,可以从叶轮结构改进设计出发,通过改变叶轮实际运行的固有频率来避免较严重的干涉或因干涉引起的共振。特别对于文中稳定工况和扫频过程应变测试,发现扩压器干涉相比导叶干涉对应变的影响更大,为了避免因扩压器干涉导致压缩机实际运行中产生较大的叶片变形,可以尝试改变试验台压缩机叶轮的结构,避开高阶固有频率(如1 632, 1 642 Hz)。

6 结束语

针对 $\Phi 800$ 模型级离心压缩机试验台存在的动静干涉,提出通过应变信号测试和压力脉动信号测试来识别动静干涉信号特征,最终验证了仿真转速工况下干涉特征频率的存在,并找出了干涉严重的转速工况。通过对比应变信号和压力脉动信号分析结果,发现应变信号能够较有效地识别IGV干涉或OGV干涉的信号特征;而压力脉动信号频谱中主要频率是叶通频,干涉特征频率并不明显,只能识别到微弱的干涉信号特征,可能并不适用于检测动静干涉。笔者总结干涉较严重的转速工况干涉特征频率与叶轮固有频率的关系,为离心压缩机实际结构改进设计研究提供了依据和参考。

参 考 文 献

[1] 祁明旭, 丰镇平, Kang Shun, 等. 动静干涉效应对轴

- 流透平级气动性能的影响[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(1):39-42.
- Qi Mingxu, Feng Zhenping, Kang Shun, et al. Effects of static and dynamic interference on aerodynamic performance of axial flow turbine stage[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24 (1): 39-42. (in Chinese)
- [2] 周莉,席光,蔡元虎. 离心压缩机进口导叶/叶轮动静相干的数值研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(10): 1715-1721.
- Zhou Li, Xi Guang, Cai Yuanhu. Numerical study on dynamic and static coherence of inlet vane / impeller of centrifugal compressor [J]. Journal of Aeronautical Dynamics, 2007, 22(10):1715-1721. (in Chinese)
- [3] 杨策,陈山,老大中,等. 离心压气机导叶和转子确定性相互干涉现象[J]. 工程热物理学报, 2014, 35(5): 878-882.
- Yang Ce, Chen Shan, Lao Dazhong, et al. Deterministic mutual interference between guide vanes and rotor of centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2014, 35(5):878-882. (in Chinese)
- [4] Krain H. Unsteady diffuser flow in a transonic centrifugal compressor[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2002, 8(3):223-231.
- [5] Inoue M. Experimental study of centrifugal impeller discharge flow in vaneless and vaned diffusers [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 1984, 106(2):455-467.
- [6] 吴亚东,田杰,竺晓程,等. 带尾缘吹气的动静干涉流动的实验[J]. 航空动力学报, 2011, 26(1):85-91.
- Wu Yadong, Tian Jie, Zu Xiaocheng, et al. Experimental investigation on stator-rotor interaction flow with trailing edge blowing stator [J]. Journal of Aeronautical Dynamics, 2011, 26(1): 85-91. (in Chinese)
- [7] 柳阳威,刘宝杰. 离心叶轮和扩压器相互作用[J]. 航空动力学报, 2009, 24(12):2695-2702.
- Liu Yangwei, Liu Baojie. Interaction of centrifugal impeller and diffuser[J]. Journal of Aeronautical Dynamics, 2009, 24(12):2695-2702. (in Chinese)
- [8] Feng J, Benra F K, Dohmen H J. A new method to simulate rotor-stator interactions in a centrifugal pump stage[C]// ASME, Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis. Torino, Italy: ASME, 2006:677-684.
- [9] Griebel A, Seume J R. The influence of variable rotor-stator interaction on boundary-layer development in an axial compressor[C]// ASME, Turbomachinery: Unsteady Flows in Turbomachinery. Reno, Nevada, USA: ASME, 2005:1459-1471.
- [10] Zhang Ning, Yang Minguan, Gao Bo, et al. Investigation of rotor-stator interaction and flow unsteadiness in a low specific speed centrifugal pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 62(1):21-31.
- [11] Batailly A, Agrapart Q, Millecamps A, et al. Experimental and numerical simulation of a rotor/stator interaction event localized on a single blade within an industrial high-pressure compressor [J]. Journal of Sound & Vibration, 2016, 375:308-331.
- [12] Galpin P, Hansen T, Scheuerer G, et al. Validation of transonic axial compressor stage unsteady-state rotor-stator simulations [C] // ASME, Turbomachinery Technical Conference and Exposition. V02DT46A028. Charlotte, North Carolina, USA: ASME, 2017: 293-308.
- [13] 袁海峰. 叶轮叶片振动模态分析与实验研究[D]. 武汉:武汉理工大学, 2010.
- [14] 石永强,王维民,宁喜. 离心压缩机叶轮振动特性仿真及试验研究[J]. 风机技术, 2012(5):27-31.
- Shi Yongqiang, Wang Weimin, Ning Xi. Simulation and experimental research on vibration characteristics of centrifugal compressor impeller [J]. Compressor Blower & Fan Technology, 2012(5):27-31. (in Chinese)
- [15] 杨建. 基于 ANSYS 的离心压气机叶轮振动特性分析 [D]. 大连:大连理工大学, 2011.
- [16] Ferioli M. The use of interference diagrams to avoid impeller resonance: An application to IGV design[C] // ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. San Diego, California, USA: ASME, 2009:755-762.
- [17] 张学峰. 离心式压缩机叶片裂纹检测试验研究 [D]. 大连:大连理工大学, 2015.
- [18] 张晓雯. 不稳定流动对叶片振动的影响与识别方法 [D]. 大连:大连理工大学, 2015.



第一作者简介:李宏坤,男,1974年9月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为故障诊断,信号处理。曾发表《Incipient fault information determination for rolling element bearing based on synchronous averaging reassigned wavelet scalogram》(《Measurement》2015, Vol. 65)等论文。

E-mail:lihk@dlut.edu.cn

