

# 基于极限工况的压气机气动噪声排放特性 与机理研究

黄 荣<sup>1</sup>, 倪计民<sup>1</sup>, 石秀勇<sup>1</sup>, 王琦玮<sup>1</sup>, 尹 琪<sup>2</sup>

(1. 同济大学汽车学院, 上海 201804; 2. 上海汽车集团股份有限公司 创新研究开发总院, 上海 201804)

**摘要:** 发动机配备涡轮增压器是缓解能源短缺和减少气体排放的有效途径,但其压气机气动噪声排放成为了亟需解决的重要问题。在柴油机涡轮增压器研究中,压气机极限工况下(近喘振和堵塞工况)的气动噪声排放规律及其与内部流动特征之间的关系仍不清晰。为研究压气机在极限工况下的气动噪声排放特性与机理,本文采用试验和数值模拟方法对某涡轮增压器压气机的气动噪声开展分析。试验结果表明:在近喘振和堵塞工况下,压气机气动噪声总声压级随着转速的升高而增大,在低转速下,气动噪声总声压级受压气机工作流量影响较明显;在压气机气动噪声中,叶片通过频率(BPF)噪声占据主导地位,随着转速升高,叶片通过频率噪声对气动噪声总声压级贡献度增大,其占比最高达 75.35%。模拟结果表明:在近喘振和堵塞工况下,压气机内部流动存在明显失速现象,其中在近堵塞工况下,压气机旋转域和扩压器域以多重单音噪声为主,叶轮与扩压器间的动静干涉对轴频及其谐波噪声均有较高贡献度;在近喘振工况下,压气机进口和出口以低频噪声为主,叶轮叶片与进气来流存在的干涉作用对诱导产生的低频噪声影响较为明显。

**关键词:** 压气机;气动噪声;极限工况;非定常脉动压力;动静干涉

中图分类号: TK402

文献标志码: A

## Experimental and Mechanism Study of Aerodynamic Noise Emission Characteristics from a Turbocharger Compressor of Diesel Engines Based on Extreme Operating Conditions

HUANG Rong<sup>1</sup>, NI Jimin<sup>1</sup>, SHI Xiuyong<sup>1</sup>, WANG Qiwei<sup>1</sup>, YIN Qi<sup>2</sup>

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. General Institute of Innovation Research and Development, SAIC Motor, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** Diesel engines equipped with turbochargers is an effective way to alleviate energy shortage and reduce gas emissions, but their compressor aerodynamic noise emissions have become an important issue that needs to be addressed urgently. In the studies of diesel engine turbocharger compressors noise emissions, the pattern of compressor aerodynamic noise emissions in the near-surge condition, near-choke condition and its relationship with the internal flow characteristics are still unclear. Therefore, in order to study the aerodynamic noise emission characteristics and mechanism of a diesel engine turbocharger compressor in the near-surge and near-choke conditions, the experimental and numerical simulation methods were used to analyze the aerodynamic noise of a turbocharger compressor in this study. The analysis of experiment results showed that total sound pressure level (SPL) of the aerodynamic noise for the compressor increased with an increase in the speed under the near-surge and near-choke conditions. At low speed, the total SPL of aerodynamic noise was influenced by the mass flow rate of the compressor more obviously. In the compressor aerodynamic noise, the blade passing frequency (BPF) noise was dominated. With the increase of speed, the contribution of BPF noise to the total SPL of aerodynamic noise was greater, and its proportion was up to 75.35%. The analysis of simulation results showed that in the near-surge and near-choke conditions, there were obvious stall phenomena in the internal flow of the compressor. Among them, in the near-choke condition, the rotor and the diffuser regions of the compressor were dominated by multiple monophonic noise, and the dynamic-static interference between the impeller and the diffuser had a high contribution to both the axial frequency and its harmonic frequency noises. In the near-surge condition, the compressor inlet and outlet regions

收稿日期: 2023-12-05

基金项目: 国家自然科学基金青年科学基金(22102116);内燃机可靠性国家重点实验室开放课题基金(skler-202114)

第一作者: 黄荣(1994—),男,博士生,主要研究方向为汽车增压系统噪声控制。E-mail: hr1209@tongji.edu.cn

通信作者: 倪计民(1963—),男,教授,博士生导师,工学博士,主要研究方向为汽车发动机节能与排放。E-mail: njmwjyx@hotmail.com

were dominated by low-frequency noises, and the interference between the impeller blades and the incoming air flow had a more obvious contribution to the induced low-frequency noises.

**Keywords:** compressor; aerodynamic noise; extreme operating conditions; unsteady fluctuation pressure; dynamic-static interferences

涡轮增压器能提高内燃机输出比功率,降低气体排放,在交通运输领域得到了广泛应用<sup>[1,2]</sup>。然而,除了发动机气缸内的机械噪声和燃烧噪声外,增压器产生的噪声成为了发动机噪声源中不可忽视的一部分<sup>[3]</sup>。随着柴油机输出功率的不断提高,涡轮增压器压比也不断增大,这导致压气机负荷增加,气动噪声排放升高<sup>[4,5]</sup>。在现有文献中,气动噪声被认为是涡轮增压器的主要噪声源<sup>[6,7]</sup>。近年来,过高的压气机气动噪声排放成为了柴油机涡轮增压器亟需解决的重要问题。

研究压气机气动噪声的主要技术手段之一是进行试验。在噪声试验中,可通过测量压气机运行工况点声压级得到噪声谱,从而直观揭示压气机的噪声特性,这方面已有许多学者开展了富有成效的工作。Li等<sup>[8]</sup>在涡轮增压器台架上开展了噪声试验研究,利用声阵列测量了汽油机涡轮增压器的表面辐射噪声。结果表明,压气机气动噪声是增压器噪声的主要声源。Raitor等<sup>[9]</sup>研究了离心压气机的主要噪声源,发现叶片通过频率(BPF)噪声和叶尖间隙噪声是主要噪声源。Figurella等<sup>[10]</sup>的研究表明,在压气机叶片通过频率及其谐波频率中可以观察到离散噪声。综上所述,关于柴油机涡轮增压器压气机在极限工况下的试验研究仍比较匮乏,开展压气机在近喘振和近堵塞工况下的气动噪声试验研究,对完善压气机气动噪声谱有重要意义。

对现有文献回顾表明,有两种方法用于压气机噪声测量,但是在使用这些方法时会出现几个问题。一种方法是基于辐射噪声,在消声环境中使用麦克风进行测量,缺点是很难分辨不同噪声成分。另一种方法是使用压力传感器测量压气机管道内噪声,但此方法依赖于高精度的测量设备,试验成本高<sup>[11]</sup>。此外,试验方法通常用于压气机的声学性能改善,无法探究压气机气动噪声和流动特征之间的关系。为弥补上述不足,有学者采用数值计算方法对压气机开展噪声模拟研究,压气机噪声数值模拟通常耦合计算流体力学和计算气动声学<sup>[12,13]</sup>。Liu等<sup>[14]</sup>对风

机的非定常流场计算,利用流场结果获取噪声源信息。Khelladi等<sup>[15]</sup>分别采用RANS方法和Ffowcs Williams and Hawkings(FW-H)方程计算离心风机和轴流压气机噪声。Karim等<sup>[6]</sup>采用大涡模拟方法进行了模拟,在压气机进出口处测量压力信号,并计算声压级和频谱分布。然而,在近喘振和近堵塞工况下的柴油机涡轮增压器压气机气动噪声特性和内部流动特征分析仍然缺乏,因此需要开展压气机模拟研究,以期分析气动噪声和流动特征之间的关系。

为了分析柴油机涡轮增压器压气机气动噪声在近喘振和堵塞工况下的排放特性和机理,本文对某涡轮增压器压气机开展试验和模拟研究,探讨非定常脉动压力、动静干涉特征与气动噪声之间的关系,为柴油机涡轮增压器压气机气动噪声排放的降低提供理论依据。本文研究框架如图1所示。

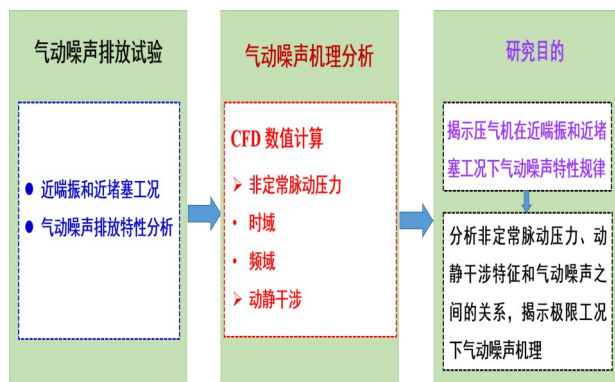


图1 压气机试验和模拟研究框架

Fig.1 Investigation procedure

## 1 试验设备和方法

### 1.1 试验系统和测量设备

在涡轮增压器性能试验台架上进行压气机气动噪声试验,如图2所示。压气机噪声试验系统主要包括增压器试验台架、PCB-SN152495型传声器、PCB-HT356B21型振动传感器、SIEMENS信号采集端口和增压器试验控制台等。气动噪声测试仪器的量程和精度如表1所示。气动噪声近喘振和近堵塞测试工况如图3所示。

### 1.2 试验过程 and 数据处理

为保证压气机进口气动噪声测试不受其他噪声源影响,压气机进口管道不安装进气消声器。为避免地面和墙壁对压气机气动噪声测量的影响,涡轮增压器轴线距离地面约1.4m,增压器壳体距离墙壁大于1m。试验开始前,对增压器运行环境的噪声进

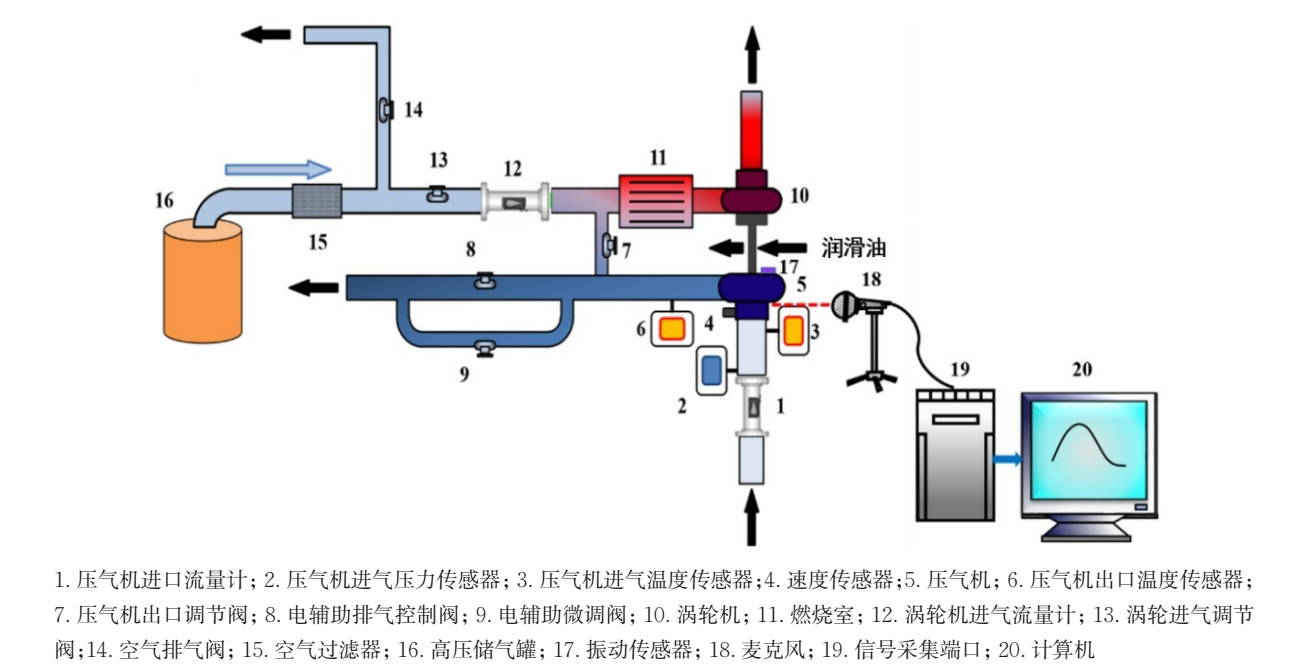


图2 压气机测试台架示意图

Fig.2 Schematic diagram of compressor test bench

表1 气动噪声测试仪器的量程与精度

Tab.1 Measuring range and resolution of instruments

仪器	测量参数	量程	精度
转速计	速度	0 ~ 400000 r/min	0.1 r/min
麦克风	声压级	15 ~ 165 dB	0.1 dB
振动传感器	振幅	±490 m/s <sup>2</sup> pk	1%
温度传感器	压气机进口和出口温度	−200 ~ 400℃	0.25℃
压力传感器	压气机进口压力	−175 ~ 35 000 Pa, −40 ~ 85℃	0.05%
压力传感器	压气机出口压力	0 ~ 700000 Pa, −40 ~ 85℃	0.05%
温度传感器	涡轮增压器进口和出口温度	−200 ~ 1372℃	0.4%
压力传感器	涡轮增压器进口压力	0 ~ 700 000 Pa, −40 ~ 85℃	0.05%
压力传感器	涡轮增压器出口压力	−175 ~ 35 000 Pa, −40 ~ 85℃	0.05%

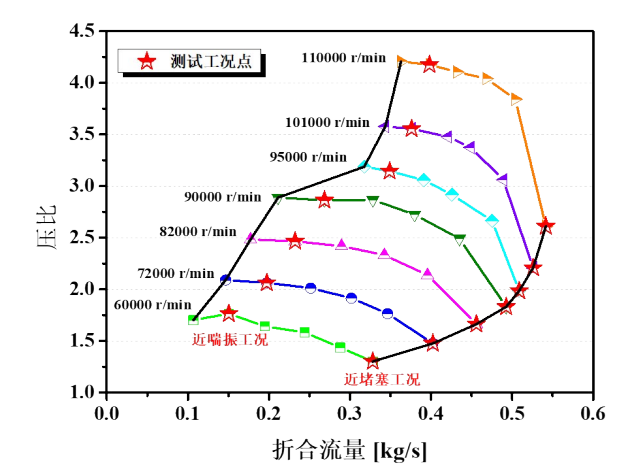


图3 压气机气动噪声测试工况点分布

Fig.3 Aerodynamic noise test condition points

行测量校准。在本文试验中,试验室环境噪声为42.5 dB,环境温度为23.5℃。试验中采集到的数据通过Simcenter Testlab软件进行处理。

## 2 数值模拟

### 2.1 研究对象

本文研究对象为某柴油机涡轮增压器压气机,压气机结构采用分流叶片,扩压器采用无叶结构,具体参数如表2所示。为使模拟计算具有代表性,选择60 000 r/min、90 000 r/min和110 000 r/min分别代表压气机的低、中、高运行转速。在每条转速线上,分别选择2个特征工况点表征近堵塞和近喘振工况,即模拟计算工况总共为6个点,其计算工况分布如图4所示。

### 2.2 模型参数设置和验证

为详细分析压气机的非定常脉动压力现象,在进口域、旋转域、扩压器域和蜗壳域分别设置压力监测点,如图5所示。考虑到各流体域网格划分的复杂程度,进口延长段、出口延长段和旋转域采用结构



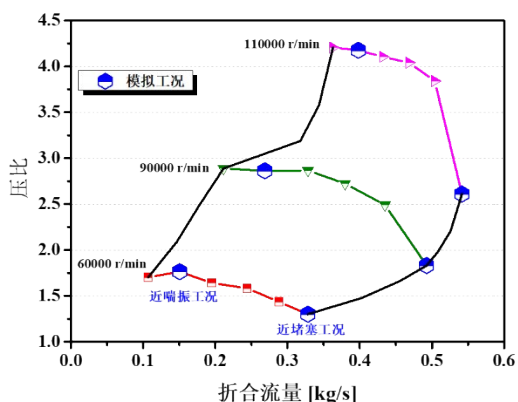


图4 压气机气动噪声模拟工况点分布

Fig.4 Aerodynamic noise simulation condition points

化网格,其余静止域采用非结构化网格。湍流模型采用SST模型,数学模型采用雷诺平均N-S方程组。压气机进口设置总温293.15 K和总压101.325 kPa,出口设置为质量流量边界。

叶片通过频率噪声是压气机气动噪声的主要成

表2 压气机主要技术参数	
Tab.2 Compressor technical parameters	
项目	数值
叶轮出口直径/mm	94.4
叶轮进口直径/mm	66.46
主叶片数/片	7
分流叶片数/片	7
扩压器高度/mm	4.77
扩压器出口直径/mm	166.15
扩压器进口直径/mm	90
压气机设计压比	4.5
增压器额定转速/(r/min)	117000
增压器冷却方式	油冷

分,通过频率 $f_B$ 计算公式如下:

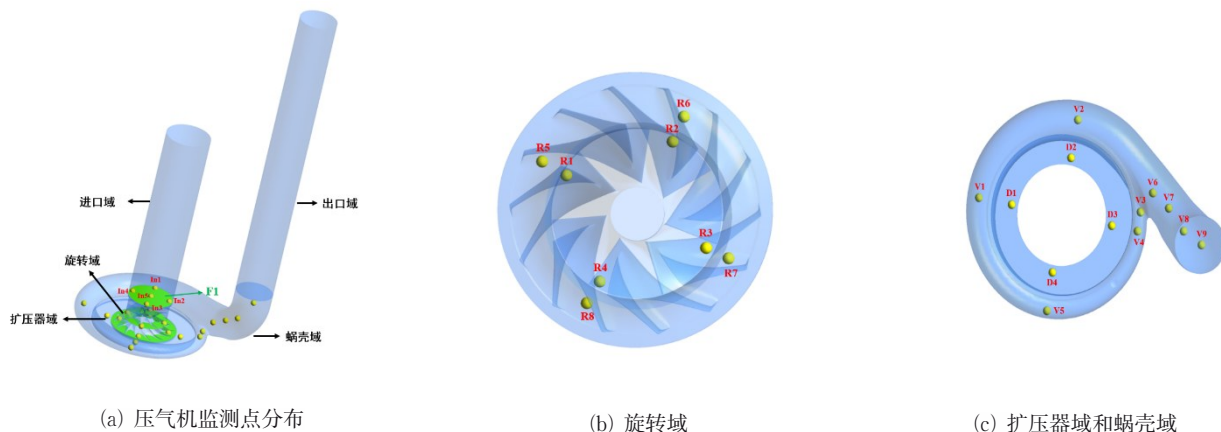
$$f_B = \frac{nZ}{60} \quad (1)$$

式中: $n$ 为压气机转速, $Z$ 为叶片组数。

叶片通过频率对应的谐波频率 $f_H$ 计算公式如下:

$$f_H = mf_B, \quad m=2,3,\dots \quad (2)$$

式中 $m$ 为阶数。



(a) 压气机监测点分布

(b) 旋转域

(c) 扩压器域和蜗壳域

图5 压气机流体域和监测点分布

Fig.5 Compressor fluid domain and monitoring points distribution

模拟计算的压气机转速分别为60 000 r/min、90 000 r/min和110 000 r/min,其所对应的叶片通过频率分别是7 000 Hz、10 500 Hz和12 833 Hz。

根据Nyquist采样方法,模拟时间步长计算公式如下:

$$\Delta t \leq \frac{1}{2f_{\max}} \quad (3)$$

式中 $f_{\max}$ 为模拟计算涉及的最大频率。

本文关注叶片通过频率所对应的前十阶频率噪声,因此确定转速为60 000 r/min、90 000 r/min和110 000 r/min的计算时间步长分别为 $5.55 \times 10^{-6}$  s、 $3.70 \times 10^{-6}$  s和 $3.03 \times 10^{-6}$  s。为提高计算精度,对模

型网格数的无关性进行了验证。图6给出了不同网格数压气机的出口压力和效率分布。从图中可以看出,当网格数达到4 932 000以上时,压气机的性能曲线分布平稳,几乎不变,因此可以认为该网格数符合仿真要求。

图7为压气机压比和效率的试验值与模拟值对比。在低转速上,试验值与模拟值吻合得较好。对于压比和效率,最大误差分别为4.89%和3.92%,均出现在110 000 r/min转速线。这种差异归因于几何形状中次级特征的简化、模拟中传热参数设置以及制造误差<sup>[16,17]</sup>。

### 3 结果和分析

#### 3.1 近喘振和堵塞工况气动噪声试验分析

图8给出了压气机在近喘振和近堵塞工况下的气动噪声排放频谱图。从图中可以看出,在同一转速下,随着频率增大,气动噪声声压级降低。对于同一工况,随着转速升高,在叶片通过频率及其谐波频率处观察到明显峰值(图8(b)和(c))。这是因为随着转速升高,叶片与气流之间相互扰动频率增大,使得叶片通过频率及其谐波处噪声增大。此外,在叶片通过频率所对应的谐波处噪声中,其一阶谐波噪声最大。随着压气机转速升高,叶片通过频率所对应的谐波处噪声往频率增大方向移动。其中,在110 000 r/min,频率0~25 000 Hz范围内未观察到叶片通过频率所对应的谐波处噪声(图8(c))。这是

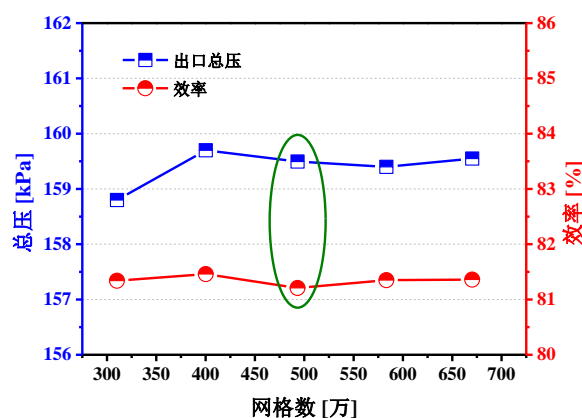
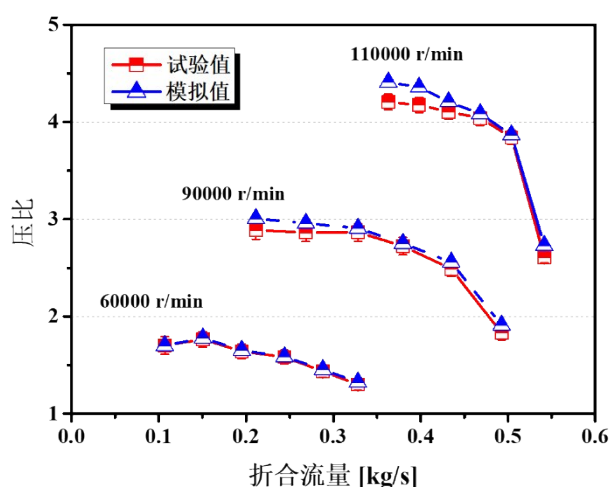


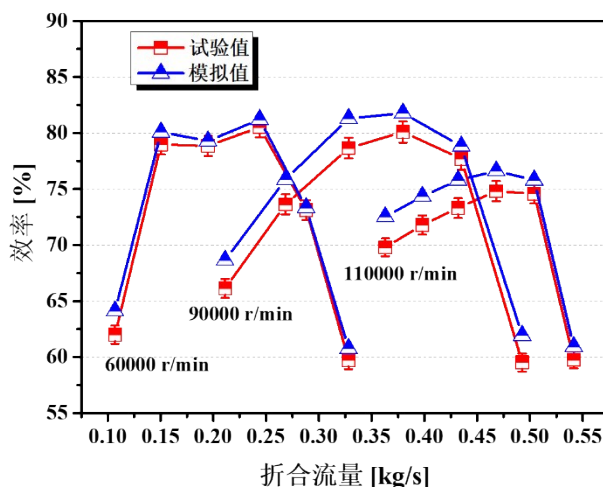
图6 网格数量对压气机性能的影响

Fig.6 The effect of grid number on compressor performance

因为随着转速升高,压气机的叶片通过频率增大,导致其对应的谐波也增大。



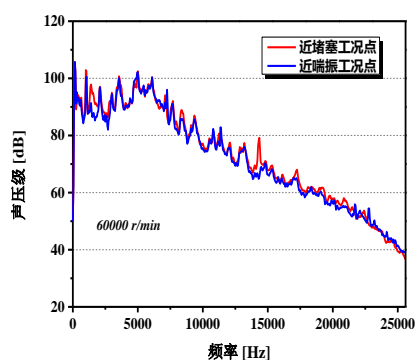
(a) 压比



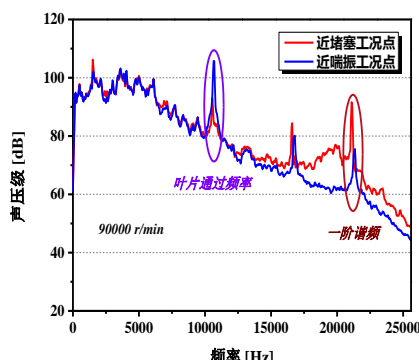
(b) 效率

图7 压气机模型验证

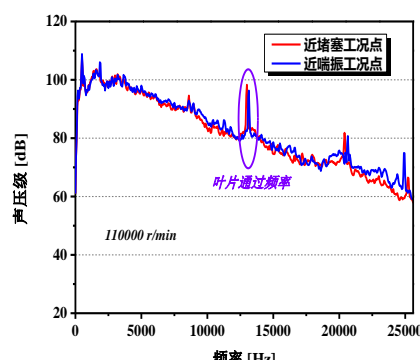
Fig.7 Compressor model test verification



(a) 60 000 r/min



(b) 90 000 r/min



(c) 110 000 r/min

图8 近喘振和近堵塞工况下压气机气动噪声排放频谱分布

Fig.8 Aerodynamic noise emissions spectral characteristics of compressor under different operating conditions

为了定量分析压气机气动噪声,气动噪声总声压级和叶片通过频率噪声计算公式分别如下:

$$L_{\text{total}} = 10 \log \left( \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i}{10}} \right) \quad (4)$$

$$L_{\text{BPF}} = 10 \log \left( \sum_{j=1}^m 10^{\frac{L_j}{10}} \right) \quad (5)$$

式中: $L_{\text{total}}$ 、 $L_{\text{BPF}}$ 、 $L_i$ 和 $L_j$ 分别是代表总声压级、叶片通过频率总声压级、固定频率的声压级、叶片通过频率及其谐频处的声压级; $m$ 是叶片通过频率及其谐频个数; $n$ 是频率总数。

近喘振和近堵塞工况压气机的气动噪声总声压级和叶片通过频率噪声如图9所示。从图中可以看出,对于同一工况,随着转速升高,气动噪声总声压级和叶片通过频率噪声都增大。与60 000 r/min相比,110 000 r/min下近堵塞和近喘振工况的气动噪声和叶片通过频率噪声分别增加4.32%、4.77%和10.62%、9.81%。这主要是因为随着压气机转速升高,单位时间内叶轮叶片与气流相互扰动频率增大,脉动压力幅值增大,使得气动噪声排放升高。

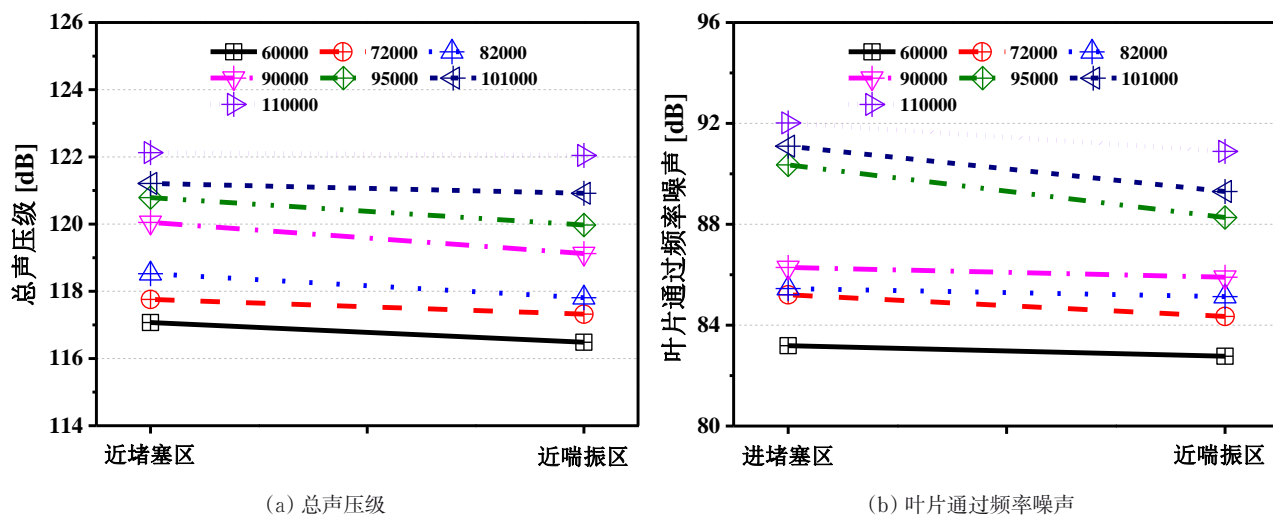


图9 近喘振和近堵塞工况下压气机总声压级和叶片通过频率声压级

Fig.9 Aerodynamic noise emissions spectral characteristics of compressor under different operating conditions

为进一步分析近喘振和近堵塞工况叶片通过频率噪声对气动噪声总声压级的贡献度,图10给出了压气机叶片通过频率噪声占比气动噪声总声压级的比例。从图中可以看出,在所有试验工况,叶片通过频率噪声占比均超过70%。这说明了在压气机进口侧气动噪声中,叶片通过频率噪声是其主要噪声成分。

随着转速升高,叶片通过频率噪声占比增大。其中,在转速为110 000 r/min时,叶片通过频率噪声占比最大为75.35%,原因如上述所示。因此,在气动噪声中,压气机转速对叶片通过频率噪声有较高贡献度。

### 3.2 近喘振和近堵塞工况气动噪声机理数值分析

#### 3.2.1 非定常脉动压力

在压气机气动噪声预测过程中,声源信息为声源面的非定常脉动压力。因此,研究非定常脉动压力与气动噪声之间的关系对于分析压气机气动噪声机理有重要意义。

在时间总长为0.005 s的监测点脉动压力变化

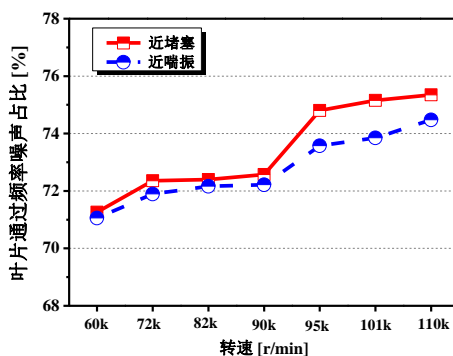


图10 叶片通过频率噪声占比总声压级比例

Fig.10 Blade passing frequency noise proportion

过程中,对于转速为60 000 r/min时,压气机旋转转数为5圈;对于转速为90 000 r/min时,压气机旋转转数为7.5圈;对于转速为110 000 r/min时,压气机旋转转数为9.1圈。

图11给出了不同转速下近堵塞和近喘振工况的压气机进口域的时域脉动压力分布。从图中可以看出,对于同一监测点,随着转速升高,压力波动变得剧烈。这主要是因为单位时间内叶轮叶片切割气

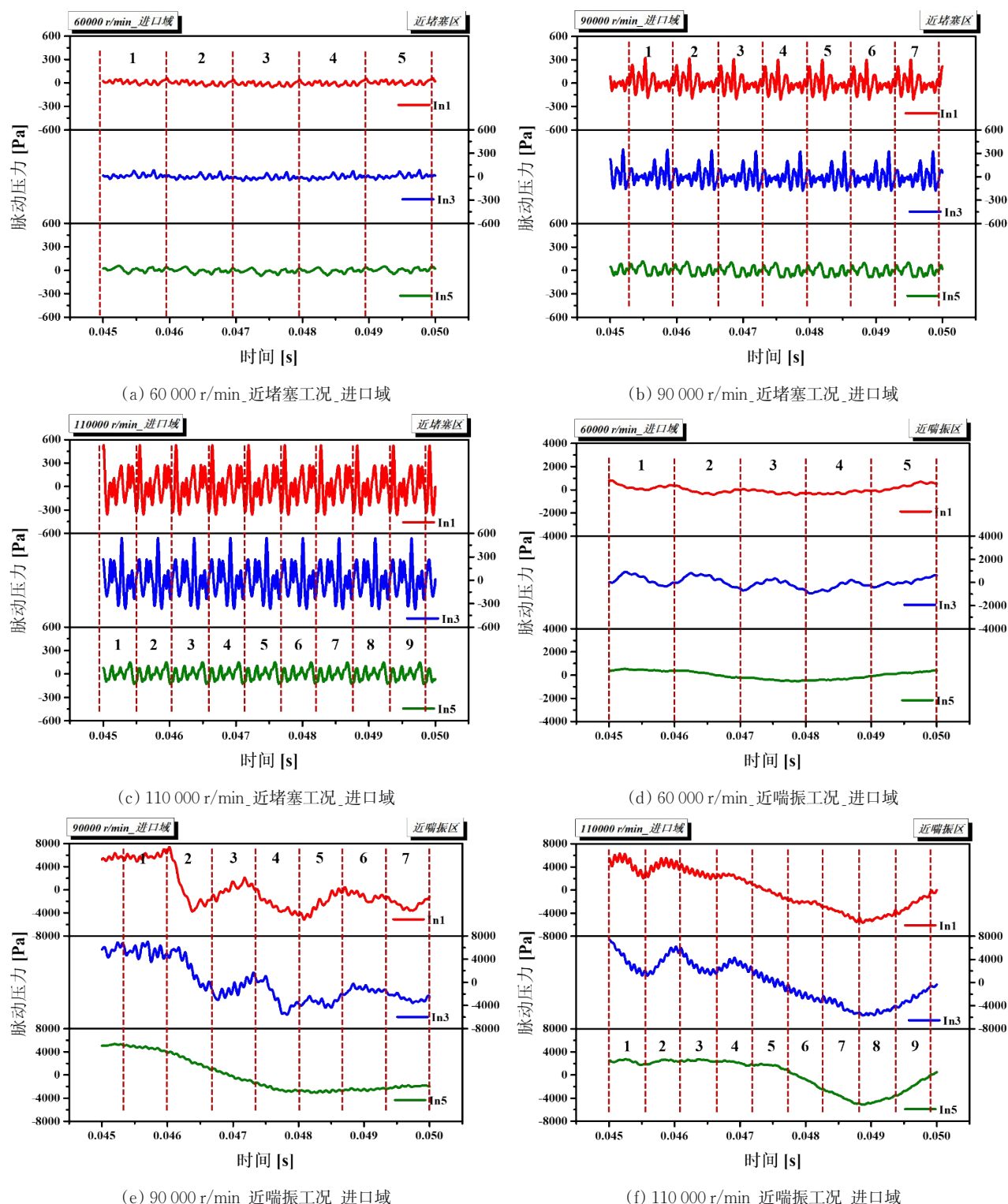


图 11 不同转速下压气机进口域的时域脉动压力分布

Fig. 11 Time domain fluctuation pressure distributions of the compressor inlet region under different speeds

流团频率增大,脉动压力更明显。在同一转速下,越靠近壁面位置,监测点的脉动压力幅值越大(In1和In3为近壁面点,In5为中心点)。这主要是因为高速旋转的叶轮与进气来流产生干涉,形成稳定的周期性脉动压力。该脉动压力在叶尖位置较为强烈,同

时从叶轮前缘向外逐渐减小。因此,与压气机进气口中心处相比,近壁面区域压力波动更明显。

在频域分析中,为了使压气机的非定常脉动压力特性更为明显,用压力系数 $C_p$ 进行表示,其计算公式如下:



$$C_p = \frac{2(P - P_j)}{\rho v^2} \quad (6)$$

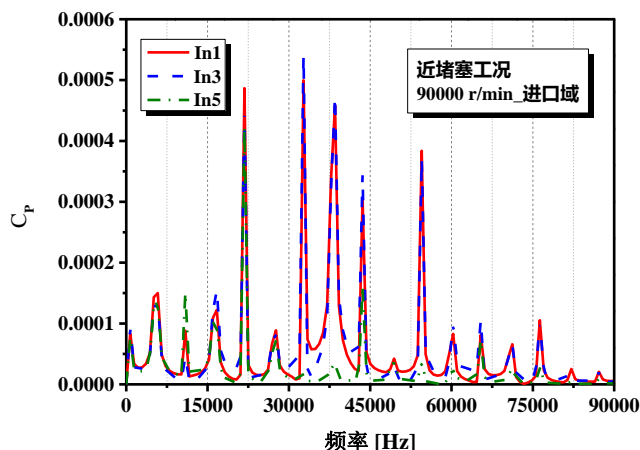
$$V = \frac{\pi n D}{60} \quad (7)$$

式中:  $P$  为某时刻监测点的压力, Pa;  $P_j$  为时间范围内监测点的压力平均值, Pa;  $\rho$  为空气密度, 其值为  $1.29 \text{ kg/m}^3$ ;  $V$  为叶轮外缘出口圆周速度, m/s;  $n$  为压气机转速, r/min;  $D$  为叶轮出口直径, m。

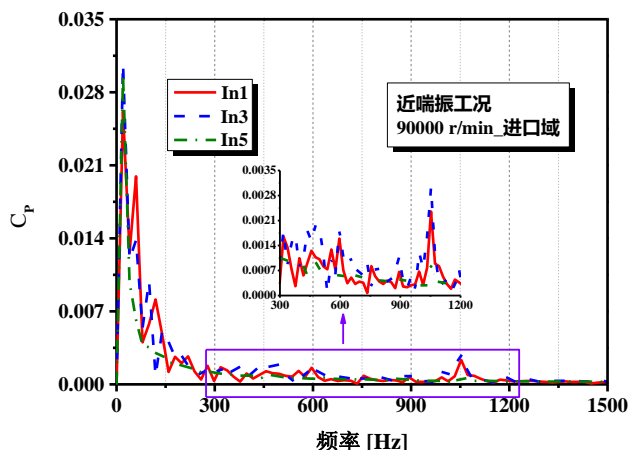
图 12 给出了转速 90 000 r/min 下的近堵塞和近喘振工况压气机进口域的频域脉动压力分布。从图

中可以看出, 在低频率范围内 (0 ~ 1500 Hz), 近喘振工况的脉动压力峰值更高, 表明在近喘振工况, 压气机进口以低频噪声为主。

图 13 给出了不同转速下近堵塞和近喘振工况压气机旋转域的时域脉动压力分布。从图中可以看出, 在同一转速下, 监测点 R5 的脉动压力幅值高于 R1, 这是由于 R5 所在位置的气流压力较高所导致的。此外, 对于同一监测点, 随着转速升高, 脉动压力幅值增大。这是因为转速升高使得叶片和进气来流扰动频率增大, 导致脉动压力幅值增大。



(a) 90 000 r/min\_近堵塞工况\_进口域



(b) 90 000 r/min\_近喘振工况\_进口域

图 12 90 000 r/min 下压气机进口域的频域脉动压力分布

Fig. 12 Frequency domain fluctuation pressure distributions of the compressor inlet region at 90 000 r/min

图 14 给出了 90 000 r/min 下压气机旋转域的频域脉动压力分布。从图中可以看出, 在近堵塞和近喘振工况, 各监测点的脉动压力峰值主要出现在压气机轴频及其谐频处。这是因为压气机叶片叶尖速度高, 定常气动力的影响较大, 使得多重单音噪声峰值较为突出。在同一转速下, 和监测点 R1 相比, 监测点 R5 的轴频所对应谐频处的脉动压力峰值增大。这是由于 R5 所在位置同时受到主叶片和分流叶片的影响所导致的。

图 15 给出了不同转速下压气机扩压器域的时域脉动压力分布。从图中可以看出, 对于同一监测点, 随着转速升高, 脉动压力幅值增大, 原因如上述所示。

图 16 给出了 90 000 r/min 下压气机扩压器域的频域脉动压力分布。从图中可以看到, 在近堵塞工况, 脉动压力峰值主要分布在压气机轴频对应的谐波频率处。表明了在近堵塞工况, 压气机扩压器以多重单音噪声为主。此外, 在近喘振工况, 脉动压力

峰值主要分布在 0 ~ 3 000 Hz 的低频范围内。

图 17 给出了不同转速下压气机蜗壳域的时域脉动压力分布。从图中可以看到, 在同一转速下, 各监测点脉动压力幅值从高到低依次为  $V1 > V4 > V6 > V9$ 。这是因为气流在蜗壳内流动过程中 (气流流动方向为  $V1 \rightarrow V4 \rightarrow V6 \rightarrow V9$ ), 压力逐渐减小, 压力波动减弱。因此  $V1$  的脉动压力幅值最高,  $V9$  的脉动压力幅值最低。

压气机蜗壳域的频域脉动压力分布如图 18 所示。从图中可以看到, 在近堵塞和近喘振工况, 脉动压力峰值主要分布在低频段。表明在近堵塞和近喘振工况下, 压气机出口主要以低频噪声为主。

### 3.2.2 动静干涉

图 19 给出了压气机叶轮和扩压器的静焓和滞动能分布。从图中可以看出, 在近堵塞工况, 叶片尾缘位置存在明显的静焓和滞动能变化, 这体现了叶轮与扩压器间的动静干涉作用。在近喘振工况, 叶片前缘存在静焓和滞动能变化, 这主要是叶轮叶片



与进气来流的相互干涉作用引起的。

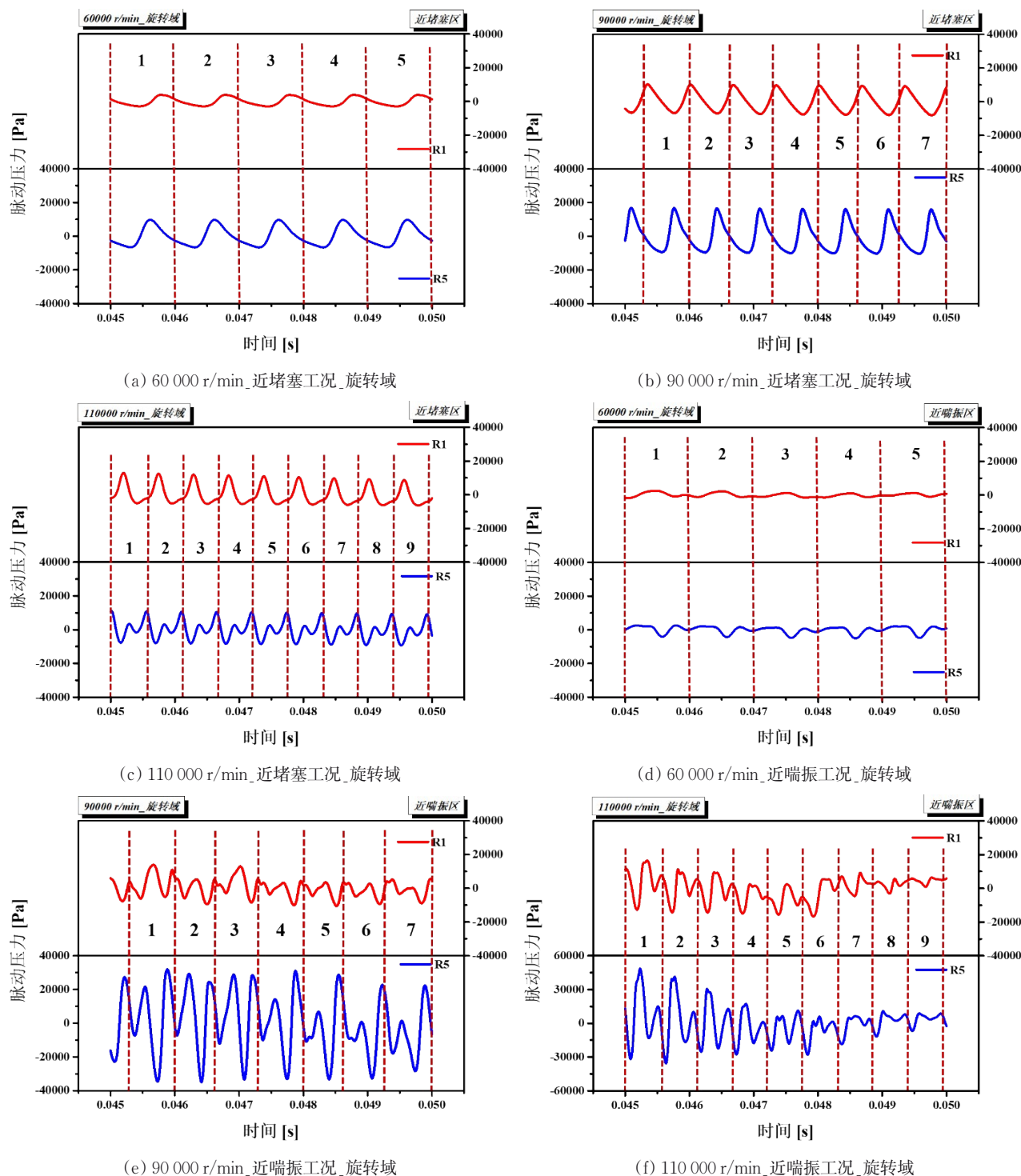


图 13 不同转速下压气机旋转域的时域脉动压力分布

Fig. 13 Time domain fluctuation pressure distributions of the compressor rotor region under different speeds

图 20 给出了压气机近堵塞和近喘振工况的叶轮叶片展开度为 90% 的静焓和滞动能分布。在近堵塞工况,叶片尾缘静焓和滞动能值大,说明叶轮和

扩压器之间存在明显的干涉作用,其诱导产生的轴频及其谐频处噪声较为突出。在近喘振工况,叶片前缘静焓和滞动能值大,说明叶轮和进气口之间干

涉作用较为明显,对低频噪声有较高贡献度。

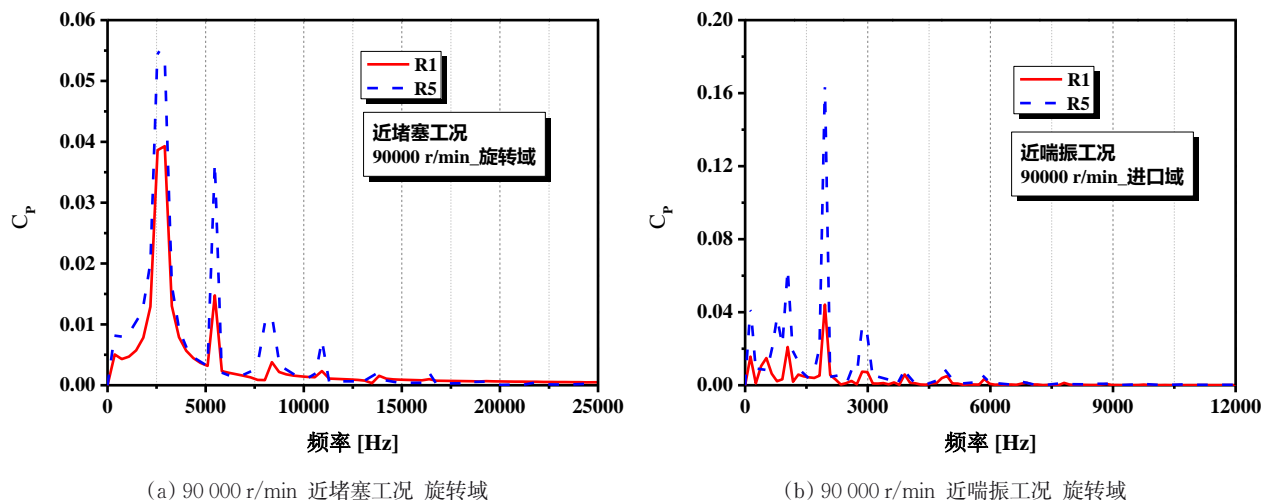


图14 90 000 r/min下压气机旋转域的频域脉动压力分布

Fig. 14 Frequency domain fluctuation pressure distributions of the compressor rotor region at 90 000 r/min

## 4 结论

(1) 在试验工况,压气机气动噪声声压级随着转速升高而增大。其中,在压气机气动噪声中,叶片通过频率噪声占据主导地位。随着转速升高,叶片通过噪声对气动噪声总声压级贡献度越大,其占比最高达75.35%。

(2) 在近喘振工况,压气机进口和出口以低频噪声为主。而在近堵塞工况,压气机旋转域和扩压器以多重单音噪声为主。

(3) 在近堵塞工况,压气机叶轮与扩压器间的动静干涉对轴频及其谐频噪声均有较高贡献度。

(4) 在近喘振工况,叶轮叶片与进气来流存在明显的干涉作用,其对诱导产生的低频噪声影响较为突出。

### 参考文献:

[1] 郝真真,倪计民,石秀勇,等.基于混合搜寻法的车用涡轮增压器多目标优化[J].同济大学学报(自然科学版),2018,46(6):9. DOI: 10.11908/j.issn.0253-374x.2018.06.015.  
HAO Zhenzhen, NI Jimin, SHI Xiuyong, et al. Multi-objective integrated optimization of vehicle turbocharger impeller based on hybrid search method[J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2018, 46(6): 9. DOI: 10.11908/j.issn.0253-374x.2018.06.015.

[2] CHEN Q, NI J, WANG Q, et al. Match-based pseudo-MAP full-operation-range optimization method for a turbocharger compressor[J]. Structural and Multidisciplinary Optimization,

2019, 60: 1. DOI: 10.1007/s00158-019-02262-2.

[3] BROATCH A, RUIZ S, GARCIA-TISCAR J, et al. On the influence of inlet elbow radius on recirculating backflow, whoosh noise and efficiency in turbocharger compressors[J]. Experimental Thermal and Fluid, 2018, 96: 224. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2018.03.011.

[4] ABOM M, KABRAL R. Turbocharger noise - generation and control[J]. SAE Technical Paper, 2014: 2014-36-0802. DOI: 10.4271/2014-36-0802.

[5] SHARMA S, BROATCH A, GARCIA-TISCAR J, et al. Acoustic characterisation of a small high-speed centrifugal compressor with casing treatment: an experimental study[J]. Aerospace Science and Technology, 2019, 95: 105518. DOI: 10.1016/j.ast.2019.105518.

[6] KARIM A, MIAZGOWICZ K, LIZOTTE B, et al. Computational aero-acoustics simulation of compressor whoosh noise in automotive turbochargers[J]. SAE Technical Paper, 2013: 2013-01-1880. DOI: 10.4271/2013-01-1880.

[7] WOLFRAM D, CAROLUS T. Experimental and numerical investigation of the unsteady flow field and tone generation in an isolated centrifugal fan impeller[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(21): 4380-4397. DOI: 10.1016/j.jsv.2010.04.034.

[8] LI H, NING M, HOU L, et al. Experimental study on the noise identification of the turbocharger[J]. Lecture Notes in Electrical Engineering, 2011, 121: 1. DOI: 10.1007/978-3-642-25541-0\_1.

[9] RAITOR T, NEISE W. Sound generation in centrifugal compressors[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008; 314(3/5): 738. DOI: 10.1016/j.jsv.2008.01.034.

[10] FIGURELLA N, DEHNER R, SELAMET A, et al. Noise at the mid to high flow range of a turbocharger compressor[J].

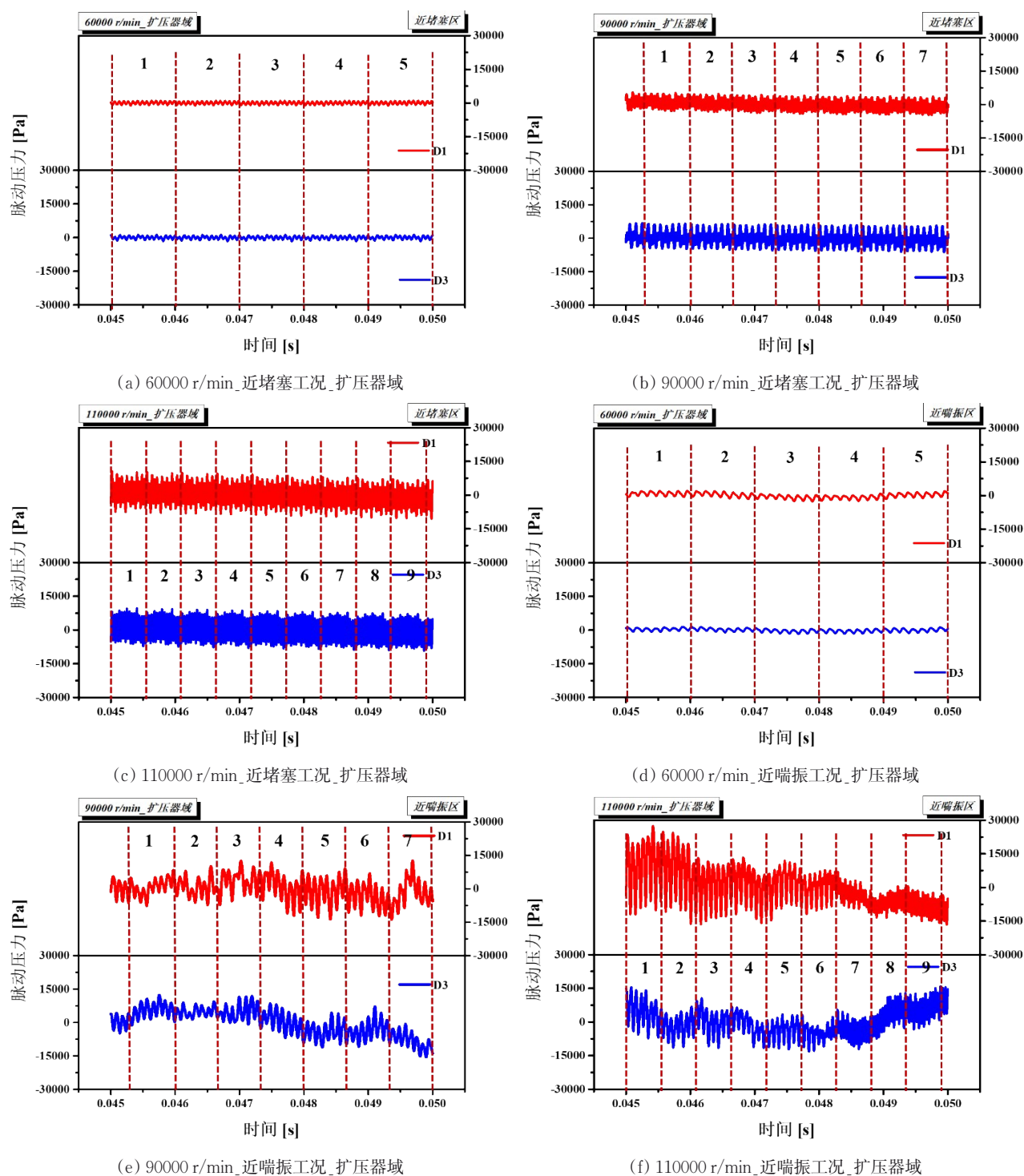
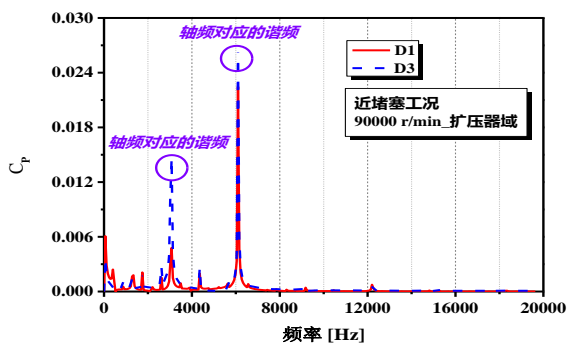


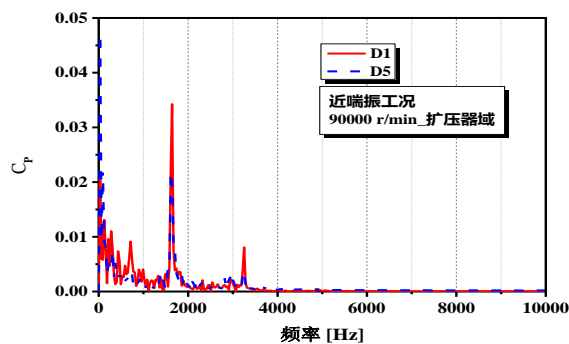
图 15 不同转速下压气机扩压器域的时域脉动压力分布

Fig. 15 Time domain fluctuation pressure distributions of the compressor diffuser region under different speeds

- Noise Control Engineering Journal, 2014; 62(5): 306. DOI: 10.3397/1/376229.
- [11] ZHONG C, GONG J, WU C, *et al.* Effects analysis on aerodynamic noise reduction of centrifugal compressor used for gasoline engine [J]. Applied Acoustics, 2021, 180 (2): 108104. DOI: 10.1016/j.apacoust.2021.108104.
- [12] STEFANO F, STEFANO P, GIUSEPPE C, *et al.* CFD analysis of the acoustic behavior of a centrifugal compressor for high performance engine application [J]. Energy Procedia, 2014, 45: 759. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.01.081.
- [13] SUN H, LEE S. Numerical prediction of centrifugal compressor noise [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004,



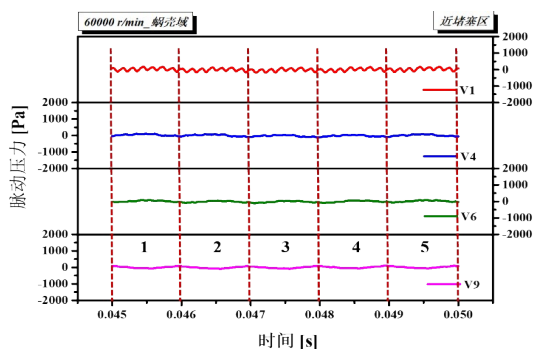
(a) 90 000 r/min\_近堵塞工况\_扩压器域



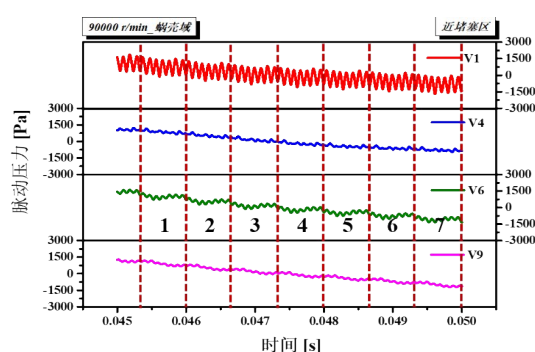
(b) 90 000 r/min\_近喘振工况\_扩压器域

图 16 90 000 r/min 下压气机扩压器域的频域脉动压力分布

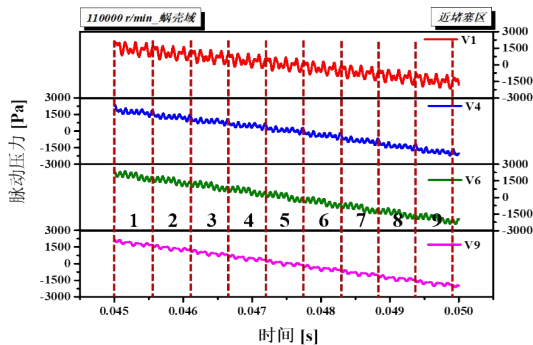
Fig. 16 Frequency domain fluctuation pressure distributions of the compressor diffuser region at 90 000 r/min



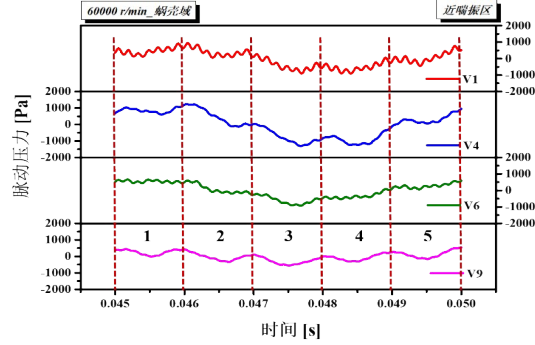
(a) 60 000 r/min\_近堵塞工况\_蜗壳域



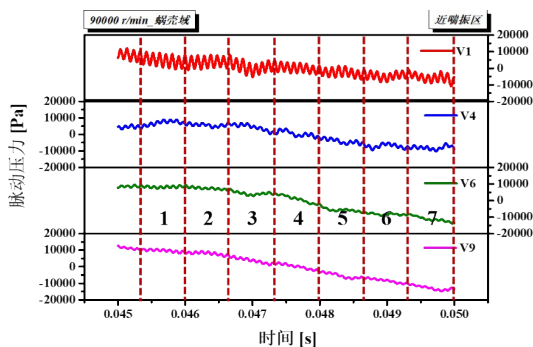
(b) 90 000 r/min\_近堵塞工况\_蜗壳域



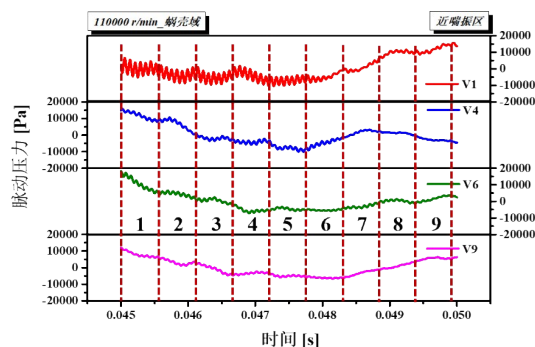
(c) 110 000 r/min\_近堵塞工况\_蜗壳域



(d) 60 000 r/min\_近喘振工况\_蜗壳域



(e) 90 000 r/min\_近喘振工况\_蜗壳域



(f) 110 000 r/min\_近喘振工况\_蜗壳域

图 17 不同转速下压气机蜗壳域的时域脉动压力分布

Fig. 17 Time domain fluctuation pressure distributions of the compressor volute region under different speeds



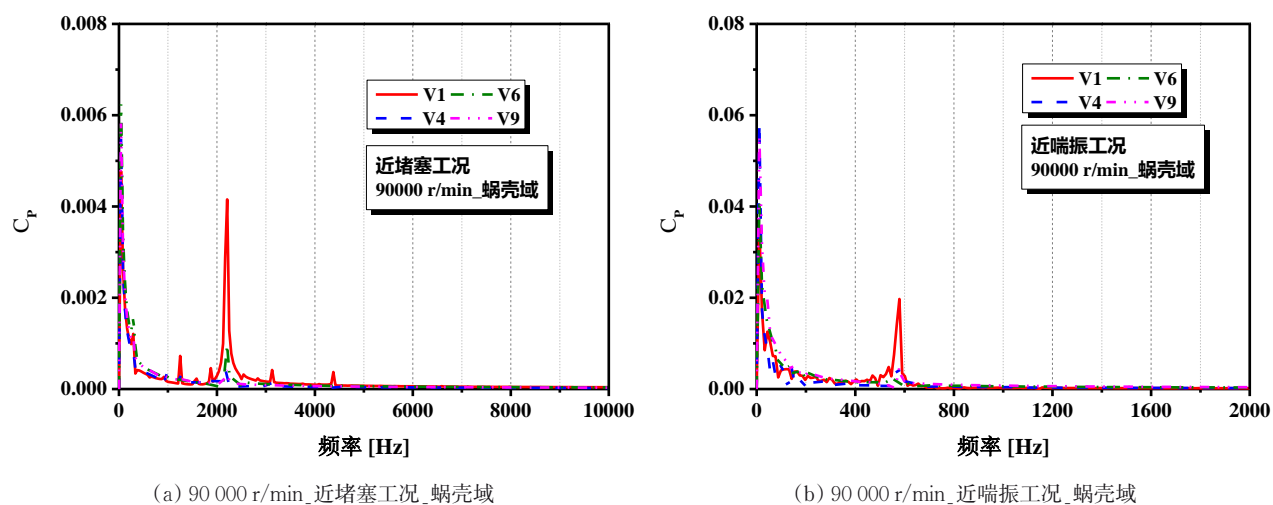


图 18 90 000 r/min 下压气机蜗壳域的频域脉动压力分布

Fig. 18 Frequency domain fluctuation pressure distributions of the compressor volute region at 90 000 r/min

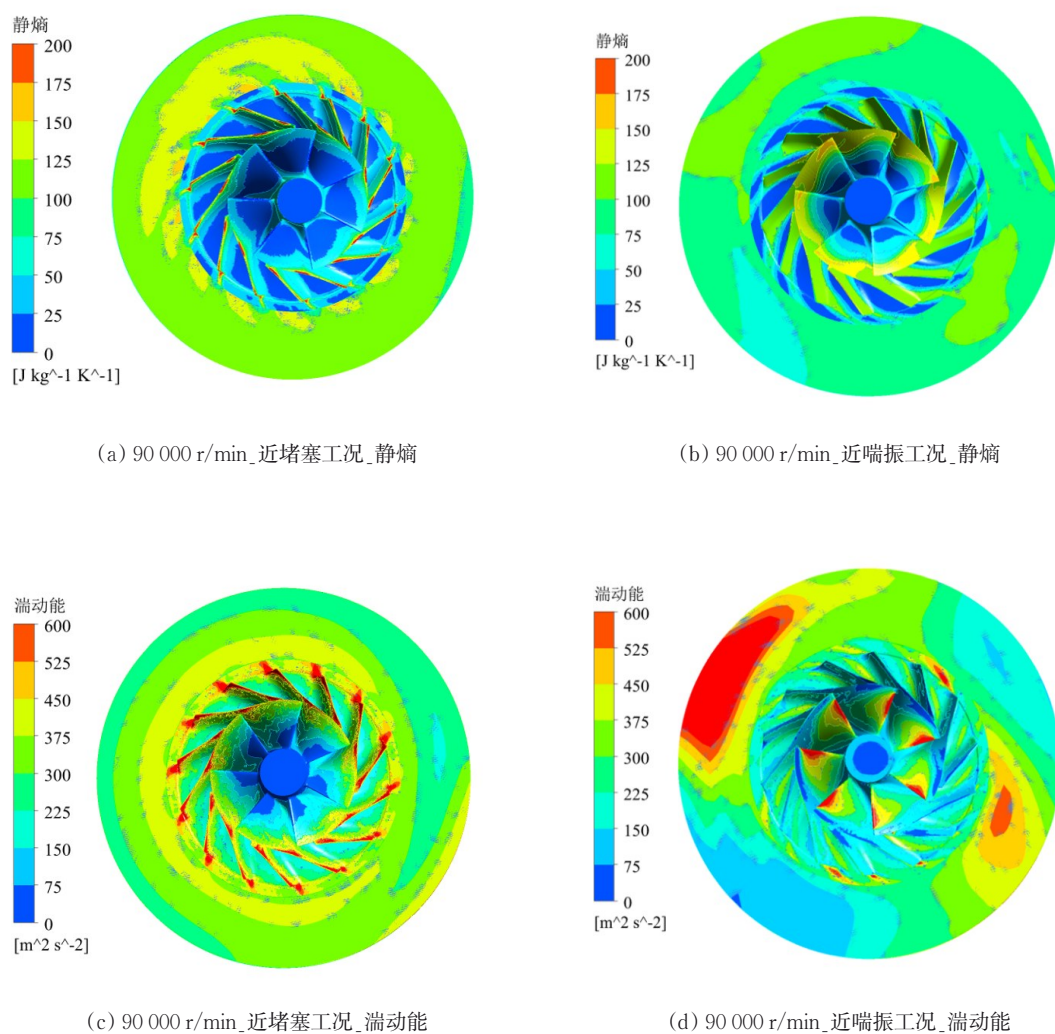


图 19 90 000 r/min 下近喘振和近堵塞工况叶轮和扩压器静熵和湍动能分布

Fig. 19 Static entropy and TKE distribution of the compressor at 90 000 r/min of near surge and choke conditions

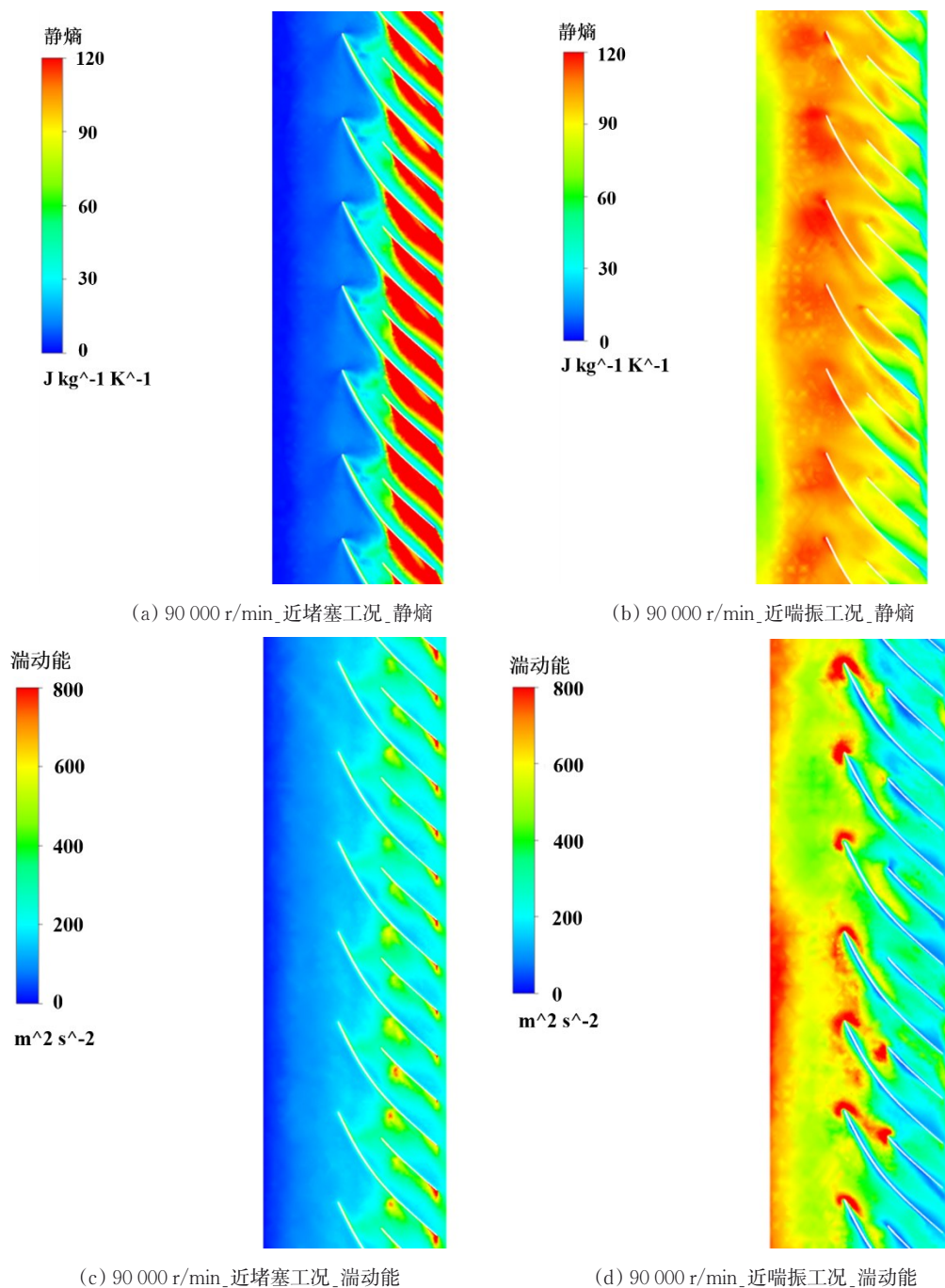


图 20 90 000 r/min 下近喘振和近堵塞工况叶轮叶片展开度为 90% 的静熵和湍动能分布

Fig. 20 Blade-to-blade view of Static entropy and TKE distribution for the compressor at 90 000 r/min of near surge and choke conditions

- 269(1/2): 421. DOI: 10.1016/S0022-460X(03)00330-4.
- [14] LIU Q, QI D, MAO Y. Numerical calculation of centrifugal fan noise [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C, 2006, 220 (8): 1167. DOI: 10.1243/09544062JMES211.
- [15] KHELLADI S, KOUIDRI S, BAKIR F, *et al.* Predicting tonal noise from a high rotational speed centrifugal fan [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 313 (1): 113. DOI: 10.1016/j.jsv.2007.11.044.
- [16] HUANG R, NI J, FAN H, *et al.* Investigating a new method-based internal joint operation law for optimizing the performance of a turbocharger compressor [J]. Sustainability, 2023, 15(2): 990. DOI: 10.3390/su15020990.
- [17] YIN S, NI J, FAN H, *et al.* A study of evaluation method for turbocharger turbine based on joint operation curve [J]. Sustainability, 2022, 15(2): 990. DOI: 10.3390/su14169952.