

脉动背压离心压气机动态特性及稳定性

舒梦影, 杨名洋, 王兴宸, 邓康耀

(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘 要: 试验研究了脉动背压对离心压气机动态响应及喘振特性的影响规律。结果表明: 脉动背压条件时压气机性能存在明显非定常特征, 高频大幅脉动背压和陡峭的压比流量特性均可强化该非定常特征。基于试验结果, 提出了脉动背压压气机非定常性能与脉冲特性及运行工况的关联模型。脉动背压导致压气机喘振边界左移, 稳定运行范围最高拓宽 12.3%。压气机向小流量工况趋近时, 脉动背压引起的流场振荡减弱, 但喘振所致的流场振荡逐步强化, 致使流场振荡强度呈 V 型变化特征, 表明了脉动背压与压气机气动稳定性之间存在耦合关系。研究探明了脉动背压条件对压气机动态响应和喘振特性的影响规律, 对帮助真实运行环境压气机设计理论的发展具有重要意义。

关 键 词: 离心压气机; 脉动背压; 流场测量; 动态特性; 喘振

中图分类号: V23; TK4

文献标志码: A

Compressor transient responses and stability at pulsating backpressure conditions

SHU Mengying, YANG Mingyang, WANG Xingchen, DENG Kangyao

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: The influence of pulsating backpressure on compressor transient responses and surge characteristics was investigated experimentally. The results showed that the compressor responses were highly unsteady at pulsating conditions. The unsteadiness of compressor performance was stronger at high frequency, high magnitude pulsating conditions, or steep pressure ratio-flow rate characteristic curves. A correlation among compressor unsteadiness, pulsating strength, and operating condition was proposed based on the results. Surge was postponed at pulsating conditions, with improvement by 12.3% of compressor stable operating range. The strength of fluctuation caused by pulsating decreased with the reduction of flow rate, while the fluctuation due to aerodynamic instability increased. The V-shaped trend of the strength of flow fluctuation was caused by the interaction between pulsating backpressure and compressor instability. The influence of pulsating backpressure on dynamic response and surge characteristics of compressor was studied. This study can be helpful to improve compressor design methodology at unsteady operating conditions.

Key words: centrifugal compressor; pulsating backpressure; flowfield measurement; transient responses; surge

收稿日期: 2021-02-05

基金项目: 国家自然科学基金(52076130)

作者简介: 舒梦影(1995—), 女, 博士生, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。

引用格式: 舒梦影, 杨名洋, 王兴宸, 等. 脉动背压离心压气机动态特性及稳定性[J]. 航空动力学报, 2022, 37(8): 1740-1748. SHU Mengying, YANG Mingyang, WANG Xingchen, et al. Compressor transient responses and stability at pulsating backpressure conditions[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(8): 1740-1748.

离心压气机广泛应用于航空航天、陆海交通及能源输运领域^[1-2]。压气机性能和气动稳定性是影响能源动力系统效率和运行范围的关键因素。在航空发动机中,燃烧不稳定和热声耦合效应可导致燃烧室压力、温度等热力学参数呈明显波动状态^[3-4]。此外,在内燃机中往复式活塞运动使进气系统流动呈强脉动状态^[5-6]。下游部件内的强瞬变流动特征向上游传播,使压气机处于强瞬变的脉动背压环境中。

Marelli等试验研究了脉动背压压气机瞬态性能,发现压气机瞬态性能形成围绕稳态特性曲线的迟滞环,且压气机转速增加强化了迟滞特征^[7-8]。Barrera-Medrano等进一步试验研究了脉动背压对压气机性能的影响,显示了脉冲频率和幅度是影响迟滞环形态与大小的关键因素^[9-10]。以上研究证实,脉动幅度与频率及压气机转速均对压气机瞬态性能有显著影响。除瞬态性能外,气动稳定性是压气机另一关键性能指标。Benson等研究证实出口压力脉动促使压气机喘振提前发生,且脉冲频率降低或幅度增大进一步恶化压气机气动稳定性^[11]。与之相反的是,Marelli、Galindo等研究表明脉动背压可显著提高压气机稳定性,稳定运行范围最高拓宽15%,并指出压气机喘振推迟程度与转速相关,高转速时喘振边界左移程度明显增加^[7,12]。Barrera-Medrano等进一步证实压气机下游容腔体积可强化脉动背压条件下压气机喘振推迟程度,稳定运行范围最高可拓宽20%^[10]。

然而,目前国内外针对脉动背压环境的压气机性能特征和气动稳定性的研究以现象描述及归纳为主,各因素对压气机瞬态特性的定量影响规律尚不清晰。针对脉动背压工况压气机喘振边界偏移的论述仅有零星报道。在这些研究中,均采用了低频周期性噪声或流动参数大幅振荡的出现为依据判断喘振起始点。但脉动背压工况下,系统流动被脉动背压主导,呈现出与喘振强度和频率量级相当的振荡现象。因此,传统试验方法难以准确分辨脉动背压工况压气机喘振起始点。此外,现有研究中鲜见针对脉动背压工况压气机的流动振荡与失稳特征的演化规律的深入探讨。

本文对脉动背压工况离心压气机瞬态响应变化规律及喘振特性展开研究,探明脉动背压参数及离心压气机工况对其瞬态响应特性及性能非定常性的影响规律,分析强脉动背压工况压气机喘

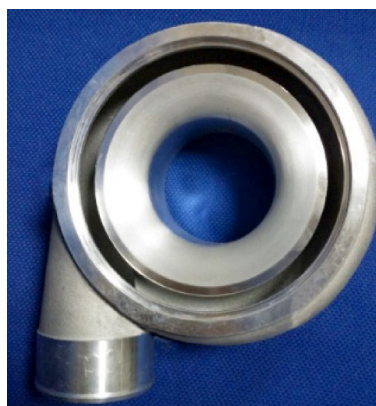
振特性,为提高离心压气机及航空发动机非定常性能提供理论指导。

1 脉动背压压气机试验方法

本文所研究离心压气机如图1所示。叶轮由7个主叶片和7个分流叶片组成,其出口直径为100 mm,无叶扩压器出口直径为120 mm。该压气机具体几何参数可见表1。本文试验研究基于上海交通大学离心压气机非定常性能及流动测试平台展开,如图2所示。离心压气机由ABB变频电动机驱动,由高速齿轮箱及皮带增速后,压气机最高转速为90 000 r/min。压气机出口设有一脉冲气流发生器,模拟实际工况脉动背压。脉冲发生器由旋转阀片及控制电机构成,利用阀片旋转的节流效应产生周期性压力波动。由阀片转速可以实现脉冲频率的精确控制。脉冲幅度与脉冲频率、管道气流速度和系统结构均相关,随压气机转速、流量等因素的变化而变化,难以准确控制脉冲幅度。因此,本文试验中未对脉冲幅度进行单独控制,对脉冲频率和脉冲幅度的耦合影响进行



(a) 叶轮



(b) 蜗壳

图1 离心压气机

Fig.1 Centrifugal compressor

表 1 离心压气机几何参数
Table 1 Geometrical parameters of the centrifugal compressor

参数名称	参数值
叶片数量	7+7
叶轮入口叶尖直径/mm	70.0
叶轮出口直径/mm	100.0
叶轮出口宽度/mm	5.3
扩压器出口直径/mm	120.0
扩压器出口宽度/mm	5.3
蜗壳喉口面径比/mm	27.9

试验研究。压气机流量工况由控制阀 A 和控制阀 B 共同调节,控制阀 B 调节分辨率为 0.005 kg/s,用于近喘振工况微调压气机流量,捕捉压气机喘振起始点。

由于脉动背压与喘振均导致压气机流动参数振荡,因此使用传统噪声或流动参数波动的辨别方法难以准确识别压气机喘振起始点。脉动背压与压气机喘振引起的波动频率及强度接近,因此本文试验过程中使用快速傅里叶变换(FFT)方法对流动参数进行实时频域分析。通过比较压气机喘振频率强度的变化识别系统失稳起始点。

离心压气机进出口流动参数测量位置如图 2 所示。稳态流量由压气机下游 V 锥流量计测量,其测量误差为 $\pm 0.5\%$ F.S.(full scale)。稳态温度

由铂热电阻 Pt100 测得,其测量误差为 ± 0.15 K。由 16 通道压力扫描阀 PSI9116 测量稳态压力,其精度为 $\pm 0.05\%$ F.S.。

为研究脉动背压工况压气机瞬态特性响应,应对压气机瞬态流动参数进行测量。热线风速仪对流场干扰小、响应频率高,用于测量压气机脉动背压工况瞬态流量。热线风速仪测量精度与标定过程密切相关,其标定系数对测量温度变化极其敏感^[13]。而脉动背压工况时测量面温度存在大幅波动,基于静态标定系数的金氏定律难以适用于强脉动背压工况。本文采用引入气流温度修正的热线标定方法^[14],如下式所示:

$$\left(\frac{T_w - T_0}{T_w - T_m} \right)^{(1+m)} \left(\frac{T_0}{T_m} \right)^{0.83} E^2 = A + B \left[\rho U \left(\frac{T_0}{T_m} \right)^{0.73} \right]^n \quad (1)$$

其中 T_w 为热线风速仪温度,由参考温度 T_0 及过热系数决定; T_m 为流体温度; E 为热线风速仪输出电压值; ρ 和 U 为流体密度及流速; A 、 B 、 m 、 n 为标定系数。在脉动背压试验前后均对热线风速仪进行标定,利用 V 锥流量计稳态流量值与热线输出电压标定上述系数。

由于温度传感器响应较慢,无法适用于脉动背压工况瞬态温度高频波动的情况。因此本文利用平均温度、平均压力及瞬态压力,结合等熵关系计算瞬态温度,如下式所示:

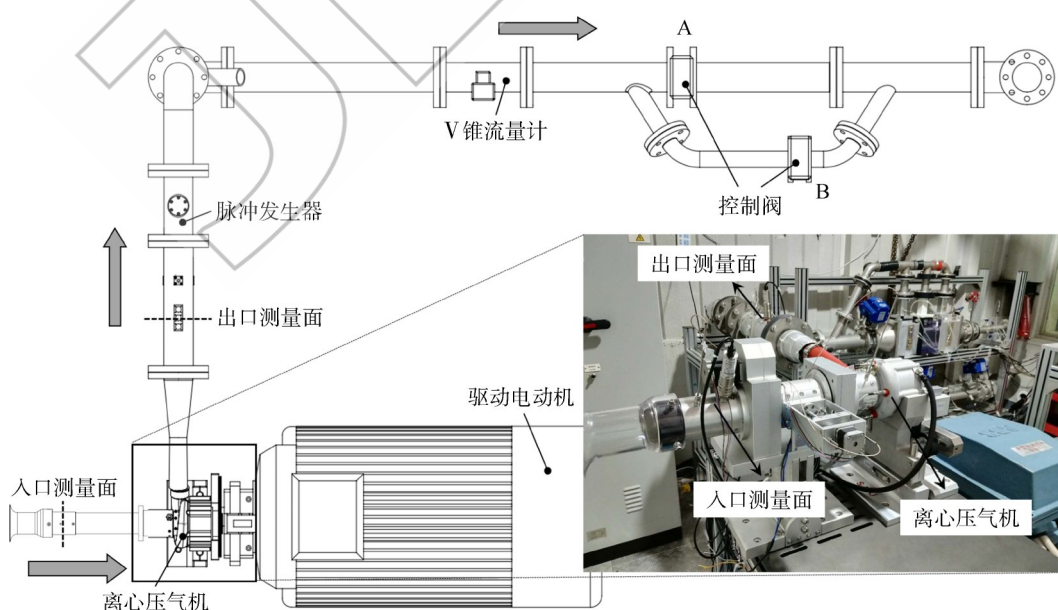


图 2 离心压气机试验平台

Fig.2 Test rig for centrifugal compressor

$$T_i = \bar{T} (p_i / \bar{p})^{(\kappa - 1) / \kappa} \tag{2}$$

其中 T 和 p 为温度和压力, κ 为等熵指数, 下标 i 表示瞬态参数。该方法常用于涡轮脉冲来流工况瞬态温度的计算, 其可靠性已得到充分验证^[15-16]。

压气机进出口瞬态压力由高频响应压力传感器测量, 其精度为 $\pm 0.5\%$ F.S.。在压气机蜗壳和叶轮内布置有瞬态压力测点, 用于测量蜗壳和叶轮流动状态, 捕捉脉动背压在压气机内的传播过程, 其位置如图 3 所示。蜗壳内沿流动方向均匀布置有 5 个压力传感器。由于该压气机结构紧凑、安装空间有限, 在叶轮内近蜗舌区域布置有 4 个微型压力传感器。IP1~IP3 位于主叶片前缘, IP4 与 IP3 周向位置相同, 但位于分流叶片前缘。通过蜗壳和叶轮内瞬态压力测量, 可分析不同位置流动参数波动状态, 捕捉脉动背压在压气机内的传播过程。

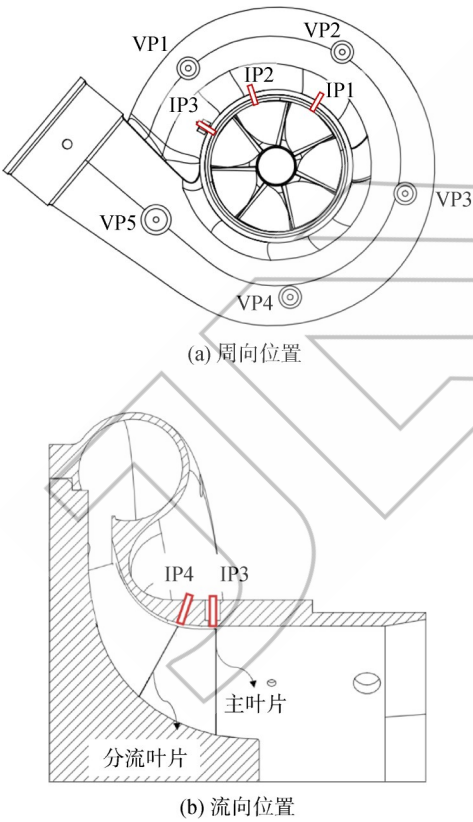
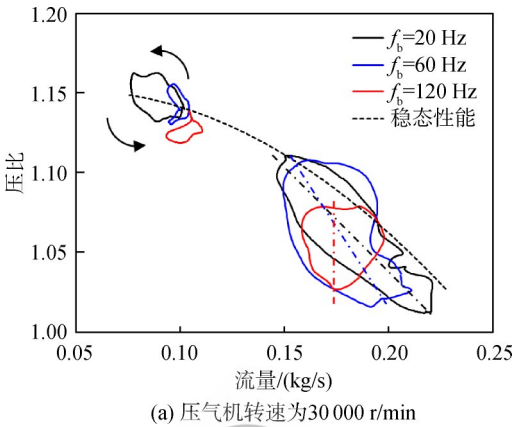


图 3 蜗壳及叶轮内压力传感器布置

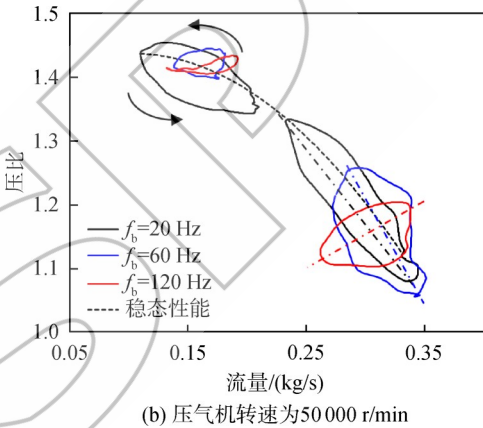
Fig.3 Pressure transducers in volute and impeller

2 脉动背压对压气机瞬态性能影响

图 4 中, 脉冲频率(f_b)为 20、60 Hz 和 120 Hz 时, 压气机转速为 30 000、50 000 r/min 转速下近



(a) 压气机转速为30 000 r/min



(b) 压气机转速为50 000 r/min

图 4 脉动背压工况离心压气机瞬态特性

Fig.4 Compressor transient performance at pulsating backpressure conditions

堵塞和近喘振工况时的压气机瞬态特性。可见脉动背压工况离心压气机瞬态性能明显异于稳定背压工况, 各脉冲条件下瞬态性能均形成围绕稳态特性曲线的迟滞环。迟滞环形态与脉冲频率、压气机流量及转速均密切相关。脉冲频率为 20 Hz 时迟滞环形状较扁平, 压气机瞬态性能与稳态工况较接近, 迟滞环整体方向基本与稳态特性曲线方向一致。随脉冲频率增加, 迟滞环形状趋近圆形, 瞬态性能与稳态值差异逐渐增大, 迟滞环整体方向随脉冲频率升高出现顺时针偏转, 如图中点画线所示。由于脉冲频率与幅度的耦合, 50 000 r/min 转速下脉冲频率由 20 Hz 上升至 120 Hz 时, 脉冲幅度由 20% 降低至 9%。脉冲幅度决定压气机压比-流量的波动幅度, 因此上述迟滞环形状的变化是由脉冲频率变化导致的, 表明了脉冲频率是影响压气机瞬态特性与稳定工况差异的关键因素。此外, 压气机转速升高进一步强化了脉冲频率的影响。50 000 r/min 时, 瞬

态性能迟滞环形状变化更加明显,方向偏转程度加剧。120 Hz脉冲频率时迟滞环方向几乎与稳态特性曲线垂直。

瞬态性能迟滞环形态与瞬态压力-流量波动关系密切相关。据图4稳态特性曲线可知,准稳态工况时压气机流量随压比上升而降低,压比-流量变化存在单调性。但脉动背压工况压比-流量响应关系明显不同,迟滞环上最高压比点与最低流量点偏离。图5比较了不同脉冲频率(20、60、120 Hz)下无量纲化瞬态压比和瞬态流量,图中 τ 为时间与脉冲周期的比值。可见脉动背压工况压气机压比和流量波动存在明显相位差,瞬态流量

响应总是落后于瞬态压比,且随脉冲频率上升相位差不断增大。脉冲频率为20、60、120 Hz工况时相位差分别为脉冲周期的3.5%、18.5%和40.7%。相位差的增加表明高频脉动工况时压气机流量响应滞后性增强。低频脉动工况压气机出口压力变化缓慢,压气机流量得以及时调整以适应出口条件变化。流量响应滞后较弱,瞬态性能迟滞环与稳态曲线接近。而高频脉动工况压气机出口条件快速变化,流量无法实时响应,导致瞬态性能显著异于稳态工况。

脉动背压工况压气机瞬态性能明显异于稳态特性,该差异随脉冲频率上升进一步增强,这是由强脉动工况压气机流量响应滞后性所致。

除脉冲频率外,图4中可见压气机瞬态性能迟滞环与流量、转速等工况因素密切相关。迟滞环随流量和转速增加明显增大,而低流量工况迟滞环形状更加不规则。迟滞环大小反映脉动背压工况压气机流动参数波动强弱。图6比较了20 Hz脉冲频率时两转速(30 000、50 000 r/min)近堵塞和近喘振工况下压气机4个位置的压力波动(入口、主叶片前缘、分流叶片前缘和出口)。首先,近堵塞工况压气机各位置瞬态压力波动均显著强于近喘振工况,转速增加进一步强化了脉动背压工况压力波动,30 000、50 000 r/min转速时出口压力波动强度分别增加了3.9%和14.4%。压气机内压力波动强度将影响瞬态压比波动强度,即迟滞环纵向大小。由图6可知,压气机流量及转速上升导致脉动背压幅值增强,致使瞬态特性迟滞环增大,说明脉冲幅度是影响压气机瞬态特性响应的另一重要因素。

此外,脉动背压自出口向压气机上游传播过程中其强度逐渐减弱,而高频扰动不断增强。该高频分量是由叶轮内泄漏涡、分离等二次流结构导致的。如图6(b)、图6(d)所示,近喘振工况压气机内高频流场扰动的强度进一步增加,几乎与脉动背压强度相当。此时压气机瞬态特性受流动不稳定性扰动的影响,导致近喘振工况瞬态性能迟滞环形状更加不规则。

综上所述,脉动背压工况压气机瞬态特性响应与脉冲频率及幅度紧密相关。脉冲频率影响压气机瞬态压比-流量相位差,即迟滞环整体方向;而脉冲幅度与压气机流量、转速等工况因素密切相关,影响了压气机瞬态性能波动强弱,即迟滞环大小。

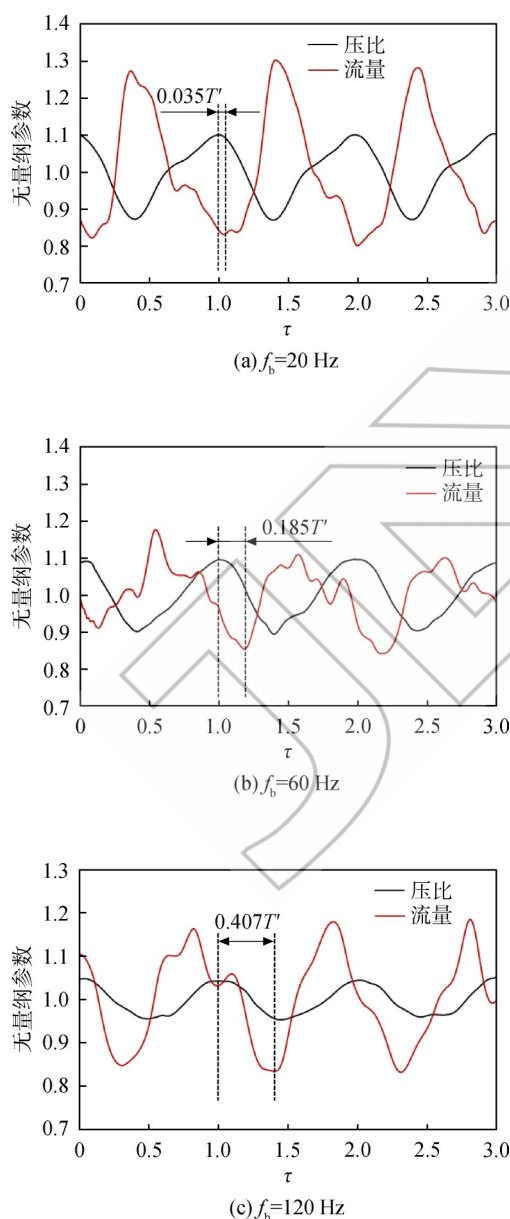
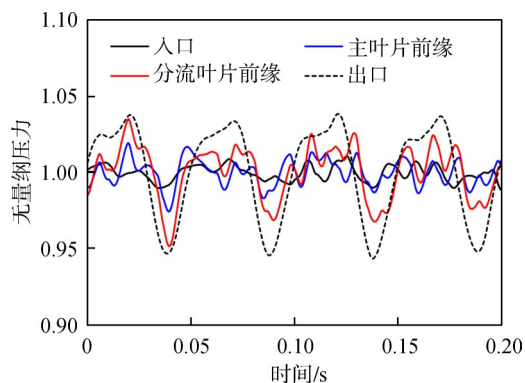
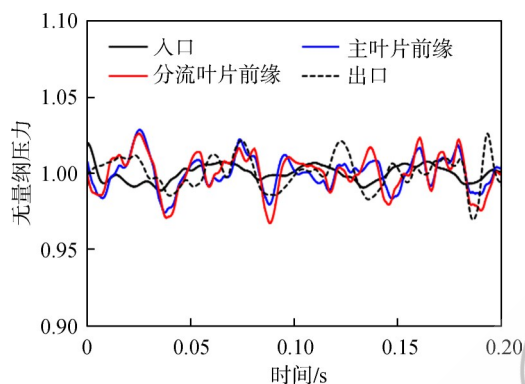


图5 瞬态压比-流量波动

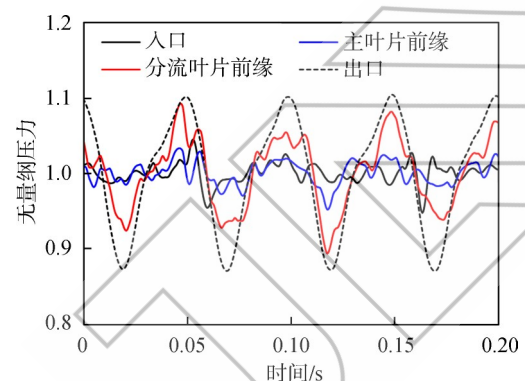
Fig.5 Fluctuations of transient pressure ratio-flow rate



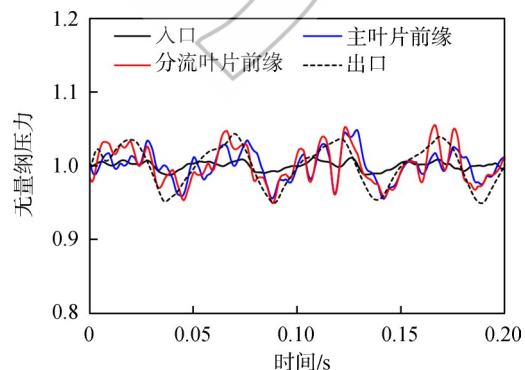
(a) 转速为30 000 r/min, 近堵塞工况



(b) 转速为30 000 r/min, 近喘振工况



(c) 转速为50 000 r/min, 近堵塞工况



(d) 转速为50 000 r/min, 近喘振工况

图6 压气机各点瞬态压力

Fig.6 Fluctuations of transient pressure in compressor

为摸清脉动背压特性对迟滞环和压气机瞬态响应的影响规律,给压气机脉动工况的设计和匹配提供指导,下文对脉动背压工况压气机瞬态响应进行定量分析。

压气机瞬态特性迟滞环面积可由压比沿迟滞环的积分计算得到,其定义如下所示:

$$\Omega = \frac{\oint \pi_i ds}{\Delta \pi \cdot \Delta \dot{m}} \quad (3)$$

式中迟滞环面积由压气机性能图谱面积进行无量纲化处理,以避免不同压气机稳态特性差异的影响。其中 $\Delta \dot{m}$ 与 $\Delta \pi$ 分别为压气机进口质量流量以及压比在脉动条件下的波动幅度, ds 为迟滞环微元长度。

根据瞬态性能迟滞环与稳态特性曲线的差异可定量评估压气机瞬态特性响应非定常性。图7为一典型脉动背压工况压气机性能迟滞环,相同瞬态流量时压气机瞬态压比由于压气机非定常响应而异于稳态特性曲线。利用瞬态、稳态压比差值可定义压气机性能非定常性的量化参数 Ψ ,如下所示:

$$\Psi = \frac{\int_{T_p} \dot{m}_i |\pi_i - \pi_{qs}| dt}{\int_{T_p} \pi_{qs} \dot{m} dt} \quad (4)$$

其中 T_p 为脉冲周期。其中,下标 qs 表示准稳态工况。上式对瞬态稳态压比差值积分,并由稳态值进行无量纲化处理。当压气机以准稳态响应运行时,瞬态压比时刻与稳态值一致, Ψ 为零。 Ψ 值增加表明压气机性能非定常性增强。

图8为不同脉动背压及压气机运行工况时压气机性能非定常性量化参数 Ψ 与迟滞环面积 Ω 的关系。试验数据均位于图示线性带内,表明压气

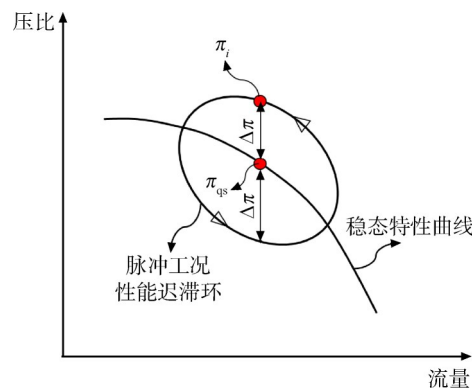


图7 压气机性能非定常性

Fig.7 Unsteadiness of compressor performance

机非定常性与迟滞环面积呈线性关系,迟滞环面积越大,压气机非定常性越强。因此上文中脉冲频率、幅度等因素对迟滞环形态的影响代表了脉动背压对压气机性能非定常性的影响。

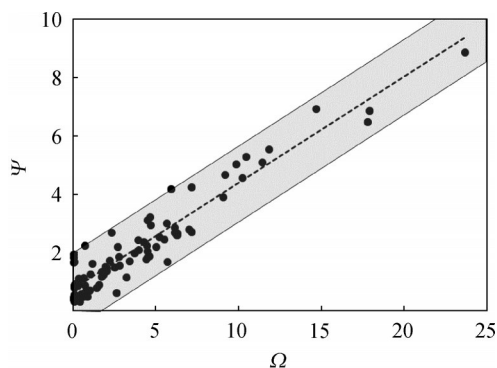


图8 迟滞环面积与压气机响应非定常性关系

Fig.8 Correlation between area of hysteresis loop and compressor unsteadiness

脉冲频率及幅度可显著影响压气机性能非定常程度,该现象与脉冲来流对涡轮瞬态性能的影响类似^[17-18]。脉冲频率和幅值代表一段时间内压气机出口压力变化率,频率和幅度上升导致压力梯度 dp/dt 值增大。根据脉冲来流涡轮的相关研究,压力梯度可由脉冲幅度和无量纲频率斯特劳哈尔数乘积表示,如下式所示:

$$\frac{dp/\bar{p}}{dt/\bar{t}} \sim \frac{\Delta p}{\bar{p}} \cdot \frac{L}{a\Delta t} = M \cdot St \quad (5)$$

其中 L 为压气机特征长度, a 为声速, M 为脉动背压幅度, St 为斯特劳哈尔数。因此脉冲频率和幅度对压气机非定常性的影响可归纳为 $M \cdot St$ 值的影响。

此外,涡轮相关研究提出,稳态特性曲线斜率值同样可影响其瞬态性能迟滞环形态^[19]。相同压比波动强度下,瞬态流量脉动强度与稳态特性曲线斜率相关,即瞬态性能迟滞环水平方向大小。压气机脉动背压工况运行过程与涡轮脉冲来流条件具有相似性,因此引入稳态特性曲线斜率值代表压气机运行工况的影响。

图9为压气机性能非定常性、脉冲幅度 $M \cdot St$ 及稳态特性曲线斜率 S (绝对值)间的关系。各试验工况压气机非定常程度均集中于图示灰色线性拟合平面附近,拟合优度达0.85,表明压气机非定常性与脉冲幅度及稳态特性曲线斜率间呈对数线性相关,三者关系可表达为下式:

$$\lg \Omega \propto k_1 \lg(M \cdot St) + k_2 \lg S \quad (6)$$

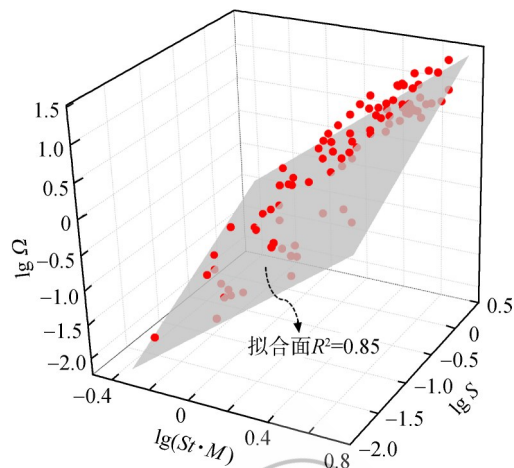


图9 脉动背压对压气机瞬态响应影响规律

Fig.9 Influence of pulsating backpressure on compressor transient responses

式中 k_1 和 k_2 是与压气机相关的系数,对于本文离心压气机两系数值分别为2.1和0.64,表明脉冲幅度影响对压气机瞬态响应影响较强。脉冲频率或幅度越高,稳态特性曲线越陡,压气机性能非定常程度就越强。此关系式可用于定量评估压气机脉动背压工况性能非定常程度,为压气机-发动机等系统的联合运行提供指导。后续将对不同压气机和更宽脉动背压范围展开进一步研究,以确定脉动条件对上述系数的影响。

3 脉动背压对压气机喘振特性影响

气动稳定性是压气机的重要性能指标,是决定能源动力系统运行范围的关键参数。本节对脉动背压工况离心压气机喘振特性展开讨论。

图10比较了脉动背压和稳定背压工况压气机喘振边界。为定量描述脉动背压工况喘振边界移动程度,将喘振边界移动量 $\Delta\varphi$ 定义为稳态和脉动背压工况喘振点流量的差值,并用稳态工况稳定运行范围进行无量纲处理,如下:

$$\Delta\varphi = \frac{\dot{m}_{\text{surge,qs}} - \dot{m}_{\text{surge,p}}}{\dot{m}_{\text{choke,qs}} - \dot{m}_{\text{surge,qs}}} \times 100\% \quad (7)$$

其中 $\dot{m}$ 为质量流量,下标p为脉动背压工况,下标surge和choke分别表示喘振和堵塞工况。

由图10可见本文研究脉动背压范围内,两转速下压气机喘振边界均出现不同程度的左移,表明脉动背压改善了压气机气动稳定性。压气机转速上升进一步加强了脉动背压对稳定性的提高,50 000 r/min转速时压气机稳定运行范围最高拓宽12.3%,30 000 r/min时最高拓宽了6.2%。然而,图10中并未观察到明显的喘振边界与脉冲频

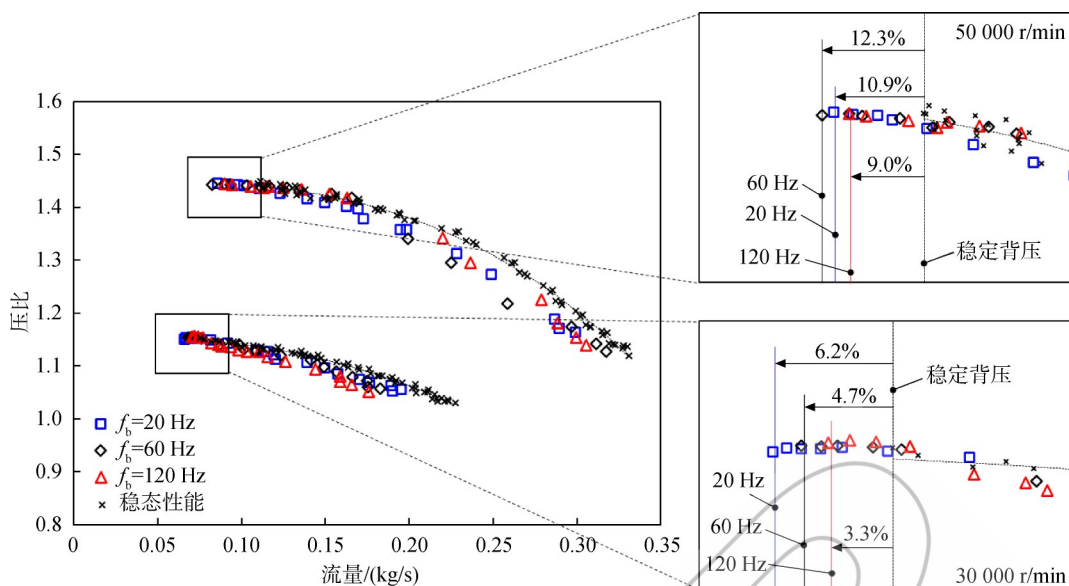


图 10 脉动背压工况压气机喘振边界

Fig.10 Surge limit at pulsating backpressure conditions

率变化规律。由于试验方法中脉冲幅度由管道结构和气动过程影响,与压气机运行工况密切相关,使得图示各工况脉冲幅度存在差异。因此试验方法难以用于分析脉动背压参数对压气机稳定性的影响规律。

脉动背压工况压气机流动呈强制周期波动状态,其波动频率与脉冲频率一致;压气机喘振是由系统失稳引发的流动自持振荡,其频率为系统亥姆霍兹频率^[20]。脉动背压工况压气机失稳时,系统流动同时受脉动背压和喘振导致的波动影响。为分析脉动背压工况压气机喘振特性,利用FFT方法分解不同频率波动,对压气机流动振荡进行频域分析。

图 11 为 50 000 r/min 转速,脉冲频率为 20 Hz 和 120 Hz 时近喘振工况出口压力频域信号演化过程,图中纵坐标为各频率分量波动强度。两工况下脉冲频率分量幅值均随流量降低逐渐减小,表明由脉动背压引入的流动强制振荡的减弱。该趋势在高频脉动背压工况尤为明显,脉冲频率为 120 Hz 的流动振荡在近喘振时几乎完全消失,如图 11(b)所示。图中低流量点处有一较强的低频率分量振荡(约 10 Hz)。经计算确认该试验平台亥姆霍兹频率即为 10 Hz,表明此时压气机系统中由失稳所致的低频振荡逐渐增强。近喘振时压气机系统内同时存在脉动背压和失稳导致的流动振荡,且两振荡随流量变化“此消彼长”。大流量工况压气机流动振荡由脉动背压主导,当压气机趋近喘振时,脉动背压波动逐渐降低,喘振波动逐

渐增强,最终喘振波动成为压气机流动振荡的主导因素,如图 11(b)所示。

近喘振时压气机系统内脉动背压的强制波动对压气机失稳喘振振荡的形成有抑制作用,两种不同频率波动的相互作用是脉动背压工况压气机稳定性提高的原因。

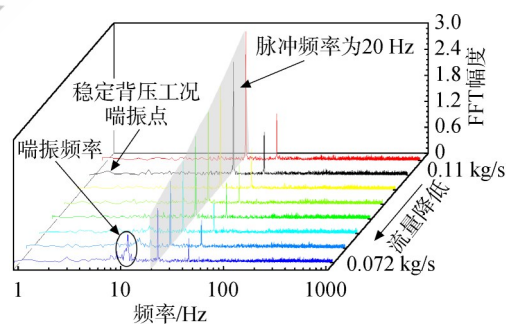
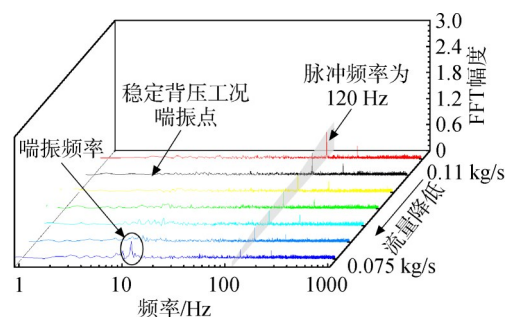
(a) 转速为 50 000 r/min, $f_b=20$ Hz(b) 转速为 50 000 r/min, $f_b=120$ Hz

图 11 压气机流动振荡频域分析

Fig.11 Frequency domain analysis of pressure fluctuations

4 结 论

本文对某离心压气机脉动背压工况瞬态特性响应规律和喘振特性进行了试验研究,主要结论如下:

1) 脉动背压工况压气机流量响应具有滞后性,瞬态压比-流量相位差随脉冲频率上升而增加,使瞬态性能迟滞环逐渐偏离稳态特性曲线。脉冲幅度上升显著增强压气机瞬态性能波动强度,即迟滞环面积。

2) 基于本文试验数据,提出了衡量脉动背压条件压气机动态响应的评价模型。压气机瞬态响应非定常性与脉动背压强度($M \cdot St$)和稳态特性曲线斜率(S)呈对数线性关系。脉冲频率或幅度越大,特性曲线越陡,压气机瞬态响应非定常性越强,其与稳态性能差异也越大。

3) 在本文研究的脉动背压工况下,压气机喘振边界左移,稳定性最大提高12.3%。近喘振工况,脉动背压引起的强制流动振荡随流量降低逐渐减弱,而压气机喘振所致振荡逐渐增强。两种不同频率流动振荡间相互作用抑制了失稳的发展,改善了压气机稳定性

参考文献:

- [1] KRAIN H. Review of centrifugal compressor's application and development[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(1): 25-34.
- [2] 徐斌,尧辉,薄东,等. 高空活塞发动机2级涡轮增压系统匹配分析[J]. 航空发动机, 2010, 36(1):10-13.
XU Bin, YAO Hui, BO Dong, et al. Matching analysis of two stage turbocharging system of high altitude piston engine [J]. Aeroengine, 2010, 36(1):10-13. (in Chinese)
- [3] SHIH W P, LEE J G, SANTAVICCA D A. Stability and emissions characteristics of a lean premixed gas turbine combustor[J]. Symposium (International) on Combustion, 1996, 26(2):2771-2778.
- [4] 王凌羿,郑龙席,贾胜锡. 离心压气机与脉冲爆震燃烧室共同工作分析[J]. 航空动力学报, 2020, 35(4):704-710.
WANG Lingyi, ZHENG Longxi, JIA Shengxi. Analysis on interaction between centrifugal compressor and pulse detonation combustor[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(4): 704-710. (in Chinese)
- [5] 陆梅. 废气涡轮增压器工作特性及高原适应性分析[J]. 公路与汽运, 2004(3):1-4.
- [6] 刘峥,张扬军. 内燃机一维非定常流动[M]. 北京:清华大学出版社, 2007.
- [7] MARELLI S, CAPOBIANCO M. Experimental investigation under unsteady flow conditions on turbocharger compressors for automobile gasoline engines[C]//10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. London:Elsevier Science and Technology, 2012:219-229
- [8] MARELLI S, CAPOBIANCO M, ZAMBONI G. Pulsating flow performance of a turbocharger compressor for automobile application[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2014, 45:158-165.
- [9] BARRERA-MEDRANO M E, MARTINEZ-BOTAS R, TOMITA I, et al. On the effect of engine pulsations on the performance of a turbocharger centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(8):081001.1-081001.11.
- [10] BARRERA-MEDRANO M E, MARTINEZ-BOTAS R, TOMITA I, et al. Effect of exit pressure pulsation on the performance and stability limit of a turbocharger centrifugal compressor[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139(5):052601.1-052601.9.
- [11] BENSON R, WHITFIELD A. An experimental investigation of the non-steady flow characteristics of a centrifugal compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1965, 180(1):641-672.
- [12] GALINDO J, CLIMENT H, GUARDIOLA C, et al. On the effect of pulsating flow on surge margin of small centrifugal compressors for automotive engines[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2009, 33(8):1163-1171.
- [13] COTUGNO A, WALTER S. Fundamentals of hot wire anemometry[M]. Cambridge, USA:Cambridge University Press, 1986.
- [14] BALL S J, ASHFORTH-FROST S, JAMBUNATHAN K, et al. Appraisal of a hot-wire temperature compensation technique for velocity measurements in non-isothermal flows [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(16):3097-3102.
- [15] SZYMKO S, MARTINEZ-BOTAS R F, PULLEN K R. Experimental evaluation of turbocharger turbine performance under pulsating flow conditions[R]. ASME Paper 2005-GT-68878, 2005.
- [16] CAPOBIANCO M, MARELLI S. Experimental analysis of unsteady flow performance in an automotive turbocharger turbine fitted with a waste-gate valve[J]. Journal of Automobile Engineering, 2011, 255(8):1087-1097.
- [17] CAO Teng, XU Liping, YANG Mingyang, et al. Radial turbine rotor response to pulsating inlet flows[J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(7):071003.1-071003.10.
- [18] COSTALL A, SZYMKO S, MARTINEZ-BOTAS R F, et al. Assessment of unsteady behavior in turbocharger turbines [C]//ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. Barcelona: American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2006:1023-1038.
- [19] YANG Mingyang, DENG Kangyao, MARTINEZ-BOTAS R F, et al. An investigation on unsteadiness of a mixed-flow turbine under pulsating conditions[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 110(7):51-58.
- [20] CUMPSTY N A. Compressor aerodynamics[M]. London: Longman Scientific and Technical, 1989.

(编辑:陈越)