

脉动背压下涡轮增压离心压气机入口流场试验

张恺悦¹, 杨名洋¹, 舒梦影¹, 邓康耀¹, 刘莹²

(1. 上海交通大学 动力机械及工程教育部重点试验室, 上海 200240;
2. 中国北方发动机研究所 柴油机高增压国防重点试验室, 天津 300400)

摘 要: 为了研究离心压气机在强脉动背压下的入口流场分布, 研制了用于非定常流场测量的全自动二维步进装置。使用该装置结合一维热线风速仪测量了不同脉动频率、时均流量下离心压气机入口非定常流场分布。结果表明: 背压脉动时, 离心压气机入口速度与气流角在周向及径向分布形态均随背压变化呈大幅周期性振荡, 且气流角在叶尖处的变化幅度显著高于叶根处。蜗壳上游周向角区内轴向速度显著低于下游, 且该周向畸变强度随频率及时均流量增加而增强。径向气流角最大差异出现在约 85% 叶高处: 小流量时最大气流角差异为 8°, 大流量时为 12°。研究探明了脉动背压工况下离心压气机入口流场的非定常演化规律, 为针对实际工况的压气机优化设计理论提供了试验基础。

关 键 词: 脉动背压; 离心压气机; 非定常流场测量; 入口流场; 畸变

中图分类号: V211.79; TK14 **文献标志码:** A

Experiment on inlet flow field of turbocharger centrifugal compressor under pulsating backpressure

ZHANG Kaiyue¹, YANG Mingyang¹, SHU Mengying¹,
DENG Kangyao¹, LIU Ying²

(1. Key Laboratory of Power Machinery and Engineering,
Ministry of Education, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;
2. Key Laboratory of High Supercharged Diesel Engine for National Defense,
China North Engine Research Institute, Tianjin 300400, China)

Abstract: To study the inlet flow field distribution of centrifugal compressor under strong pulsating backpressure, an automatic two-dimensional traversing system for unsteady flow field measurement was developed. The unsteady inlet flow field of the centrifugal compressor under different pulsating frequencies and time-averaged mass flow rate was measured by the traversing system with one-dimensional hot-wire anemometer. The results showed that: both circumferential and radial distributions of inlet velocity and flow angle experienced large periodic oscillations due to the pulsating backpressure. The fluctuation of flow angle was significantly higher at tip than that at the hub. The axial velocity in the circumferential angular region upstream the volute tongue was significantly lower than that in the down-

收稿日期: 2019-12-20
基金项目: 国家自然科学基金(51606121); 上海市科委《脉冲来流致径流涡轮非定常流场畸变机理研究》(16ZR1416900)
作者简介: 张恺悦(1994—), 男, 硕士生, 主要从事离心压气机气动性能实验研究。
通信作者: 杨名洋(1982—), 男, 副教授, 博士, 主要从事径流式叶轮机械气动热力学研究。E-mail: myy15@sjtu.edu.cn

引用格式: 张恺悦, 杨名洋, 舒梦影, 等. 脉动背压下涡轮增压离心压气机入口流场试验[J]. 航空动力学报, 2020, 35(7): 1521-1531.
ZHANG Kaiyue, YANG Mingyang, SHU Mengying, et al. Experiment on inlet flow field of turbocharger centrifugal compressor under pulsating backpressure[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(7): 1521-1531.

stream, and the distortion intensity further increased with the increase of frequency and time average mass flow rate. The maximum radial flow angle difference occurred at about 85% blade height; the maximum flow angle difference was 8 degrees at low mass flow rate and 12 degrees at high mass flow rate. The study proved the unsteady evolution of the inlet flow field of the centrifugal compressor at the conditions of pulsating backpressure, giving the experimental foundation for the theory of the optimal design of the compressor.

Key words: pulsating backpressure; centrifugal compressor; unsteady flow field measurement; inlet flow field; distortion

以内燃机为主要动力的高空长航时无人机需采用超高增压比实现进气恢复^[1-2],涡轮增压器性能是影响其续航时间和最高飞行海拔的关键影响因素。离心压气机是涡轮增压器的核心部件之一^[3],将显著影响无人机的性能及稳定运行范围。并且内燃机作为往复式机械,其进气门间歇式开闭使离心压气机的出口存在强烈的压力脉动^[4-5],性能将明显偏离稳态运行曲线。

目前国内、外进行了针对脉动背压条件下离心压气机性能影响的初步研究。Marelli 等首先研究了脉动背压下离心压气机的瞬态性能^[6-7],发现脉动背压导致压气机的压比-流量曲线显著偏离稳态工况下性能,呈围绕稳态特性曲线的迟滞环。Barrera-Medrano 等研究了脉动背压频率以及幅度对压气机性能的影响规律^[8-9],发现脉动频率和幅度分别影响迟滞环的形状和大小。气动稳定性是离心压气机的关键性能之一,决定了离心压气机的稳定运行范围。Galindo 等研究了脉动频率对离心压气机气动稳定性的影响^[10],发现脉动背压下压气机的喘振边界向小流量偏移,偏移量最高可达 15%。Barrera-Medrano 等将脉动背压与压气机下游容腔结合^[11],研究了不同脉动背压和下游容腔体积下压气机的喘振特性,同样发现了压气机喘振的延迟,并且在下游容腔体积较大时,喘振延迟现象更加明显。Shu 等数值研究发现,背压脉动时离心压气机入口流动结构发生显著异化^[12]。压气机入口流场是其性能、气动稳定性的关键影响因素^[13-16]。因此,开展脉动背压条件下离心压气机入口流场测量研究是揭示压气机性能非定常特征的基础。然而,目前针对脉动背压条件下离心压气机的研究仅局限于性能规律,尚未见脉动背压条件下离心压气机的非定常流场试验研究。虽然已有研究推测压气机入口非定常流场是脉动背压条件下压气机性能异化的原因,但目前没有试验数据支撑。

本文采用自主研发的高频响全自动流场测量

装置结合一维热线风速仪探针开展脉动背压下离心压气机入口非定常流场试验研究,并对不同脉动背压频率和工况下的入口流场演化规律进行了分析。为发展面向实际发动机工况的高性能增压离心压气机设计与流动控制方法提供实验支撑。

1 试验研究方法

1.1 试验台架

本文试验研究基于上海交通大学离心压气机非定常流动与性能试验平台,如图 1 所示。该平台主要部件包括:离心压气机、ABB(Asea Brown Boveri)公司的变频电动机、步进流场测量装置、脉动气流发生器等。图 2 为试验所用离心压气机蜗壳及叶轮。离心压气机由变频电动机通过带轮与高速变速箱 2 级增速,转速最高达 90 000 r/min。压气机时均流量控制由出口主管道电控节流阀实现,脉动背压由压气机出口下游约 1 m 距离处的伺服电机驱动脉冲气流发生器产生。脉动背压频率由该电机转速进行控制,脉动背压幅度则可通过改变脉冲发生器中的孔板节流面积调节控制。在本研究中,孔板节流面积保持一致,因而脉动背压幅度由压气机管道内部气动过程决定,未进行人为控制。

离心压气机性能由其进出口所测的流动参数获得。进出口稳态压力由压力扫描阀 PSI9116 测得,其测量误差为 $\pm 0.05\%$ FS(full scale);稳态流量由 V 锥流量计测得,其测量误差为 $\pm 0.5\%$ FS;温度通过 Pt100 铂热电阻测量,误差为 ± 0.15 K;压气机进出口布置有 HM90 瞬态压力传感器以及热线风速仪测量压气机的瞬态性能,其测量误差为 $\pm 0.4\%$ FS。入口瞬态流量及入口速度均由一维热线风速仪探针测得,其中瞬态流量探针位于近系统入口位置,在速度测量探针上游约 300 mm 处,系统入口布置了双曲线扩张管进行整流以保障热线测量处流场截面分布均匀,如图 1 所

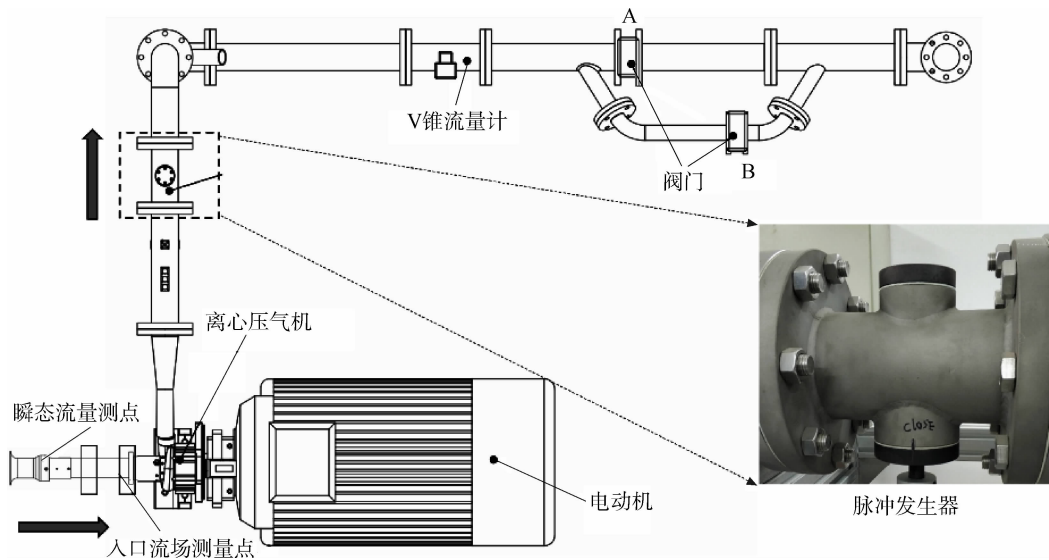
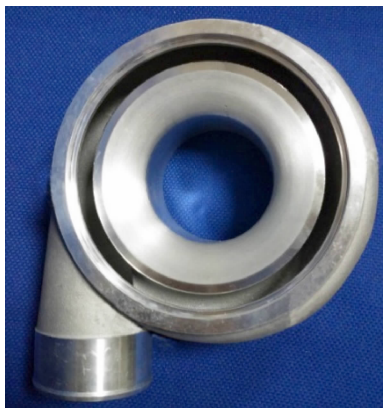


图 1 离心压气机试验台架
Fig. 1 Centrifugal compressor experiment rig



(a) 压气机蜗壳



(b) 压气机叶轮

图 2 离心压气机主要部件

Fig. 2 Core components of centrifugal compressor

示。所有实验数据采集通过高性能 NI-PXI 系统进行,可实现所有瞬态信号同步采集。采样率根据压气机转速与脉动频率设置为 12~18 kHz。

1.2 离心压气机入口流场测量方法

本文自主开发了步进式流场测量装置,配合一

维热线风速仪探针进行离心压气机入口流场测量研究。如图 3 所示,该装置由周向步进模块、旋转管、限位器、径向步进模块以及热线风速仪探针构成,分别对应图中编号 1~5。其核心功能是测量离心压气机入口截面任意点的流场,通过周向步进及径向步进两个模块实现。该模块由两个步进电动机驱动。周向步进电动机可令测量段管道在周向转动,径向步进电动机可使升降平台上下移动,即固定与该平台上的测量探针可实现径向运动。因此,热线风速仪探针可在压气机入口截面任意点进行流场测量。周向及径向均布有限位器用于标定探针的初始位置以确保每次测点分布的一致性。

试验采用 Dantec 公司 StreamLine Pro 型标定系统对一维热线风速仪探针进行标定。该标定系统通过标准气流速度发生器来标定流速与热线输

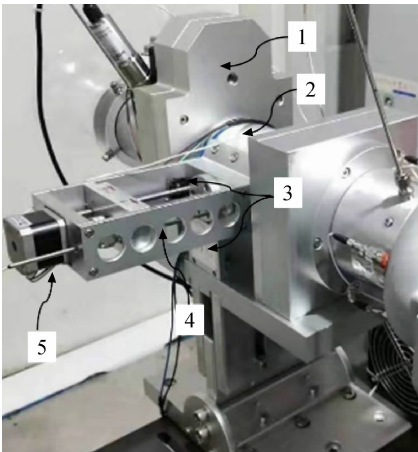


图 3 步进测量装置

Fig. 3 Traversing measurement system

出电压之间的关联模型。热线输出电压与标定流速采用 5 次函数曲线进行拟合。考虑到热线对使用环境的高度敏感性,每次实验开始前后均对热线风速仪进行了标定,并交叉对比标定参数的差异。

按照图 4 划分离心压气机入口截面测点。径向布有 9 个测点,单个径向测点距离 9 mm,首尾径向测点距离壁面 5 mm。周向单次步进 30°。入口流场由步进测量装置配合一维热线风速仪探针进行测量。稳态工况下,每个测点采集 2.5 s 内的速度场数据,采样率为 10 kHz,对该数据进行求平均处理得到速度值。脉动背压工况下,压气机入口流场周期性波动,因此稳态流场测量所采用的时均方法不再适用。为了获得脉冲流场信息,实验采用同步锁相数据采集机制,且后处理采用“脉冲平均法”。首先,在每一个步进测点获取 50 个连续脉动周期的流场信息,每点数据记录均采用安装于脉冲发生器上的编码器进行锁相触发,可保证各点的数据记录起始时刻处于相同的脉冲相位。在后处理中,测量数据信息滤波去噪后将 50 个周期的流场信息首先分解成 50 个完整脉冲周期,然后将该 50 个周期信号进行平均,从而获得高质量的脉冲周期信号。综合各点的周期信息,即获得该截面上完整的脉冲流场。

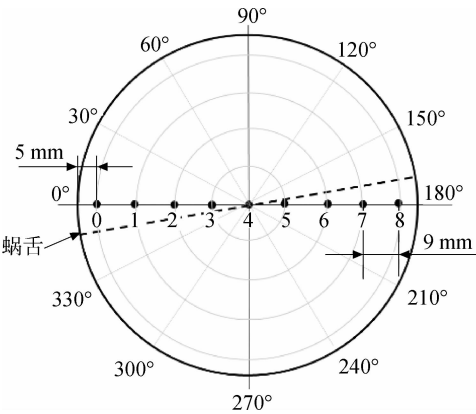


图 4 入口流场测点分布

Fig. 4 Measurement points at compressor inlet

2 试验结果分析

本文使用一维热线风速仪探针进行了以下压气机入口流场测量试验:40 000 r/min 转速时,稳定背压条件下近堵塞流量以及近喘振流量,非稳态工况为 20 Hz 及 120 Hz 脉动背压下的大流量及小流量,两个脉动背压频率分别对应四冲程四缸机在 600 r/min 和 3600 r/min 时进气管内的压力脉动频率。

2.1 稳态试验结果分析

离心压气机稳态压比(R_p)及绝热效率(η)计算公式如下:

$$R_p = \frac{p_{t,out}}{p_{t,in}} \tag{1}$$

$$\eta = \frac{T_{in}(R_p^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)}{(T_{out} - T_{in})} \tag{2}$$

式中 $p_{t,in}$ 为压气机入口压力, $p_{t,out}$ 为出口压力, T_{in} 为压气机入口温度, T_{out} 为出口温度, κ 为等熵过程系数。

图 5(a)、图 5(b)分别为压气机压比及效率曲线,选择其中近堵塞点及近喘振点作为试验点,分析离心压气机入口截面轴向速度分布。图 5(c)、图 5(d)为 40 000 r/min 稳态工况下入口轴向速度分布。可以看到在近堵塞点,压气机入口速度分布存在显著周向非对称畸变,周向角 0°~180°范围内的平均速度显著低于 180°~360°。在流量较小的近喘振点,该周向非对称畸变强度明显减弱。

压气机入口速度分布的周向畸变是由蜗壳的几何非对称性造成的。在设计工况下,蜗壳入口周向压力可实现均匀分布,因此压气机入口工质流速也呈周向均匀分布状态。但是,当压气机流量偏离设计点时,蜗壳的周向不对称性会导致叶轮出口出现周向压力畸变。由于此压力畸变的存在,叶轮入口不同周向位置的流体将面临不同的逆压梯度,进而使入口处轴向速度呈非对称分布,并且畸变强度与流速的大小正相关。

2.2 非定常试验结果分析

2.2.1 脉动背压下压气机入口速度场畸变

脉动背压条件下离心压气机性能由周期平均参数给出,时均压比($R_{p,ave}$)和时均绝热效率(η_{ave})计算公式如下:

$$R_{p,ave} = \frac{\int_T R_{p,i} \dot{m}_i dt}{\int_T \dot{m}_i dt} \tag{3}$$

$$\eta_{ave} = \frac{\int_T T_{in,i} (R_{p,i}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1) \dot{m}_{in,i} dt}{\int_T (T_{out,i} \dot{m}_{out,i} - T_{in,i} \dot{m}_{in,i}) dt} \tag{4}$$

式中 $R_{p,i}$ 为瞬时压比, $\dot{m}_i$ 为瞬时质量流量, $T_{in,i}$ 为压气机瞬时入口温度, $T_{out,i}$ 为瞬时出口温度, $\dot{m}_{in,i}$ 为瞬时入口流量, $\dot{m}_{out,i}$ 为瞬时出口流量。

图 6(a)、图 6(b)分别为 40 000 r/min-20 Hz 离心压气机瞬态压比及周期平均效率曲线。此处

仅给出了近堵塞和近喘振工况的瞬态压比。由图 6(a)可以看出,脉动背压下压气机瞬态性能与稳态时差异较大,瞬态流量和压比呈一个围绕稳态曲线的迟滞环。迟滞环运动方向如图中箭头所示。同时,离心压气机周期平均效率较稳态工况性能明显恶化,在最高效率点处最大差异为 6%~8%。

为研究脉动背压时压气机入口流场的演化规

律,选取了一个脉冲周期内的 4 个瞬态时刻作为分析点。如图 6(a)中小流量迟滞环中选取的 A~D 工况点,其中 A 为脉冲周期内瞬时流量最低点,C 为最高点,B、D 为处于上行和下行部分且与时均流量相同的瞬态工况点。同理,选取大流量迟滞环中的 E~H 点。图 6(c)~图 6(j)为各时刻点压气机入口轴向速度分布图。随着背压的

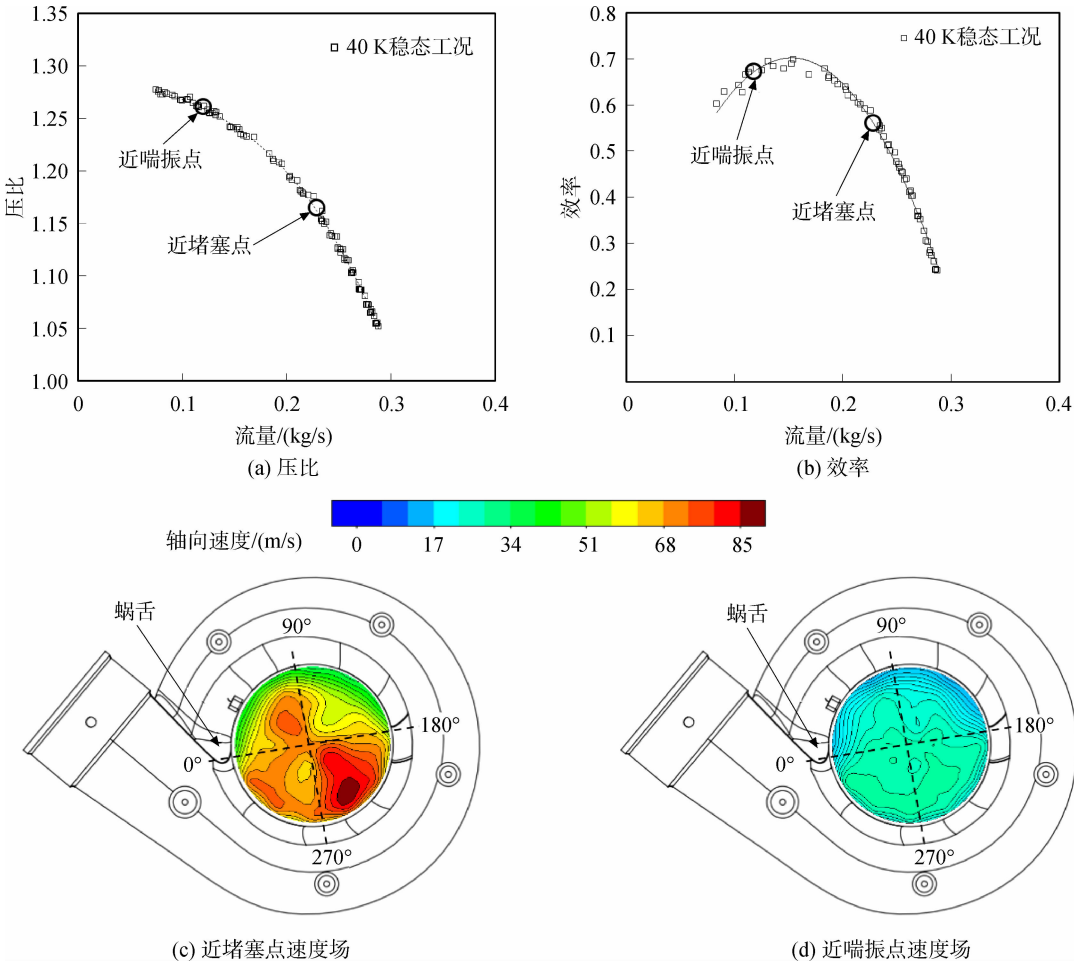
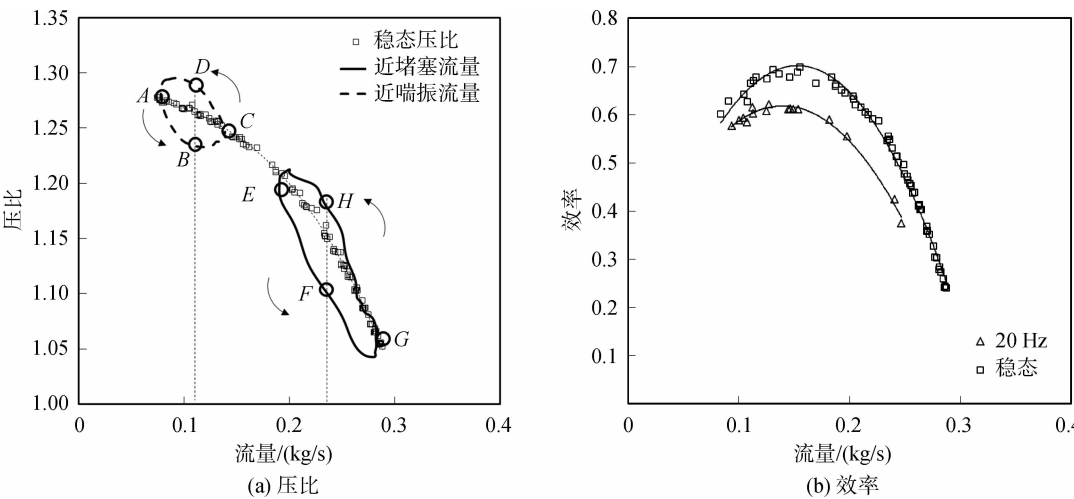


图 5 离心压气机入口轴向速度场分布

Fig. 5 Axial velocity distribution at centrifugal compressor inlet



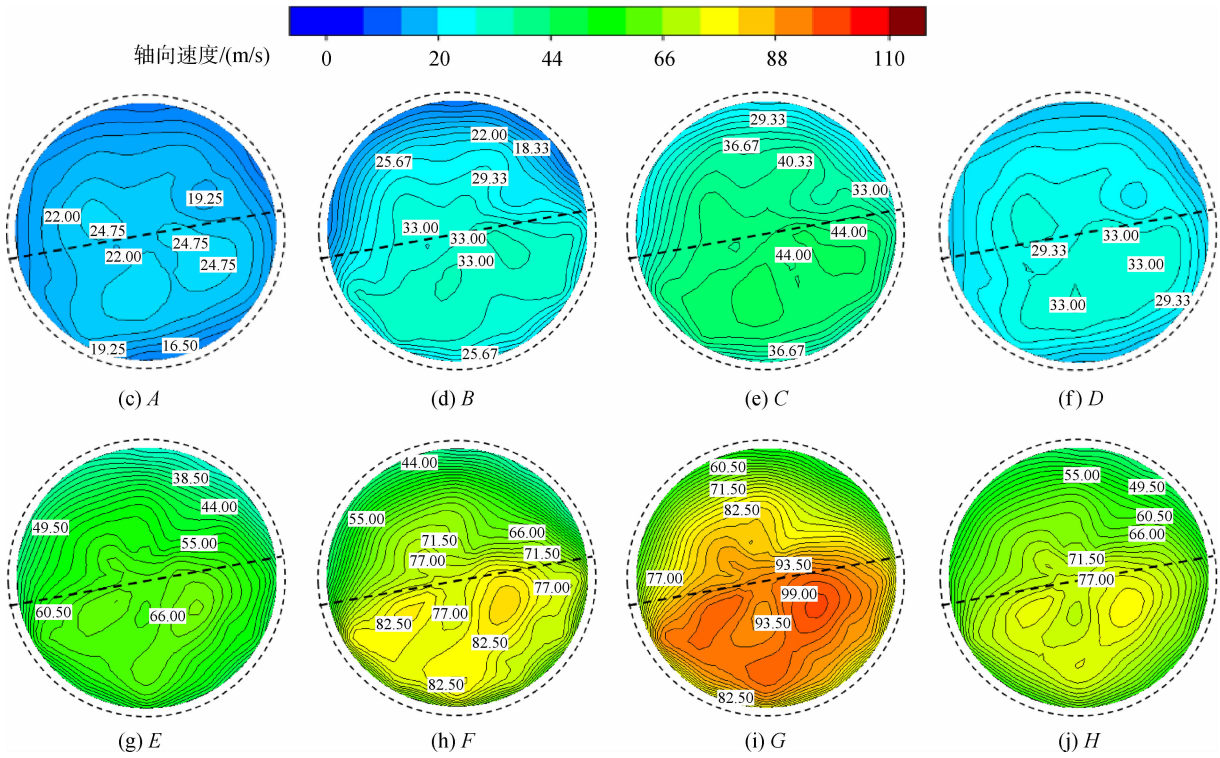


图 6 40000 r/min-20 Hz 压气机入口速度场分布

Fig. 6 Velocity distribution at compressor inlet (40000 r/min-20 Hz)

波动,压气机入口轴向速度在一个脉动周期内出现大幅振荡,这是由压气机入口瞬态流量脉动而导致的。从图 6(a)可以看到与小流量相比,大流量时瞬态流量的波动较强,同样,在大流量的 $E \sim H$ 点速度值的振荡也尤为明显。此外,在脉动背压时也可以观察到由蜗壳引入的速度分布周向畸变,并且畸变形式并不随速度的变化而改变。

此外,可以看到具有相同瞬时流量的 B 和 D 、 F 和 H 时刻点的入口流场存在明显差异: B 点的高速区域主要集中于入口截面的下半区,而 D 点的高速区则较为分散。在 F 时刻,压气机入口平均速度及高速区面积更大,并且入口速度的分对称畸变也更强。理论上, B 、 D 点具有相同的瞬态流量,若压气机运行在稳定背压下这两点应具有完全相同的入口速度分布,但试验结果却有所差别,具体原因将在下文进一步分析。

如图 7(a)所示是同样转速下,较高脉动背压频率时(120 Hz)离心压气机的瞬态特性,图 7(b)为该工况下压气机效率曲线,与 20 Hz 脉冲频率的类似,120 Hz 频率下的压气机时均效率低于稳态工况,最高效率点向小流量方向进行了一定的偏移。入口速度场时刻点选取与 20 Hz 工况相同,选取小流量迟滞环中的 $A' \sim D'$

点,大流量迟滞环中的 $E' \sim H'$ 点,分析脉动背压对入口流场的影响。图 7(c)~图 7(j)为各时刻点入口轴向速度分布。与 20 Hz 工况类似,120 Hz 频率时具有相同瞬时流量的 B' 、 D' 及 F' 、 H' 点的入口流场存在明显差异。但是轴向速度分布及畸变强度差异比 20 Hz 更明显。20 Hz 时, B 、 D 点的截面平均速度接近,仅是速度场分布不同,而 120 Hz 时 B' 点平均速度明显高于 D' 点;20 Hz 时, F 点的入口轴向速度虽高于 H 点,但仍低于最高流量点 G ,而 120 Hz 时 F' 点入口轴向速度及畸变强度已经远高于 H' 点,甚至逼近最高流量 G' 。从试验结果来看,可以推断平均流量点速度场差异是由脉动背压造成的,具体原因将在下文阐明。

如前文所述,脉动背压试验瞬态流量由一维热线风速仪探针在台架入口测得。该探针位于内部流场测量探针上游,且两者距离约为 300 mm。由于脉动在管道内的传播,两个热线探针所在截面位置(下文以 I 和 II 表示)的压气机瞬态流量脉动存在具有相位差,因此迟滞环上具有相同瞬时流量的时刻(BD 、 FH 、 $B'D'$ 以及 $F'H'$)代表它们在截面 I 的瞬时流量相同。由于截面 I 和 II 瞬态流量脉动的相位差,此时截面 II 的瞬时流量并不相同。截面 I 和截面 II 的脉冲相位差可由下式给出:

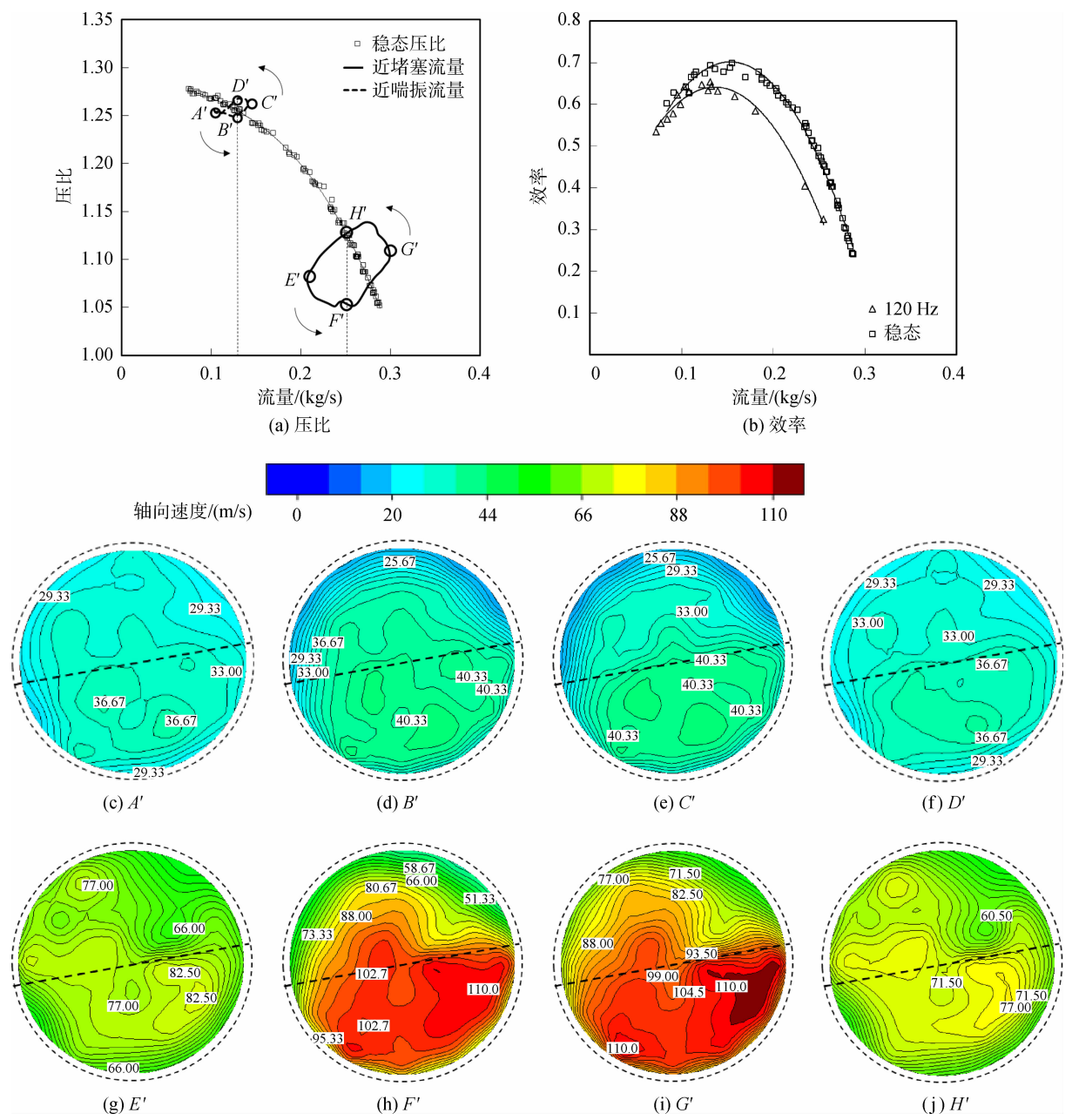


图 7 40000 r/min-120 Hz 压气机入口速度场分布

Fig. 7 Velocity distribution at compressor inlet (40000 r/min-120 Hz)

$$\varphi = \frac{L \cdot \nu \cdot 360^\circ}{a} \tag{5}$$

式中 a 为当地声速, L 为两截面之间的距离, ν 为脉动频率。20 Hz 工况下畸变传播的相位差约为 6° , 120 Hz 工况下相位差约为 40° 。因此在 120 Hz 工况 F' 和 H' 的界面平均速度的差异远大于 20 Hz 的 F 和 H 时刻的差异。

为了研究仅由脉动背压非定常性所致的流场差异, 应选择截面 II 上瞬时流量相同, 但处于脉冲上行和下行相位的两个时刻进行进一步分析。图 8 为 40000 r/min-120 Hz 工况下将迟滞环中 F'' 及 H'' 的入口轴向速度场分布, 这两个时刻点相比

于 F' 与 H' (如图 7 所示) 提前 40° 相位角。虽然相位移动后两个瞬时时刻点的平均速度大致相同, 但两者的流场分布仍存在明显的差别。 F'' 点的高速区较为集中, 而 H'' 的高速区更分散, 即 F'' 点蜗壳所致的周向畸变更强。这种差异是由流场的非定常效应造成的: 脉动背压的存在会导致压气机的瞬态流量出现相同频率的波动, 但是压气机内流场状态对脉动的响应存在滞后。 F'' 在迟滞环的流量上升沿而 H'' 则处于下降沿, 两者入口流场不仅受到瞬时的边界条件的影响, 也会受到之前时刻流场演化的影响, 因此呈现不同的流场结构。因此, 脉动背压条件下平均流量点的流场差

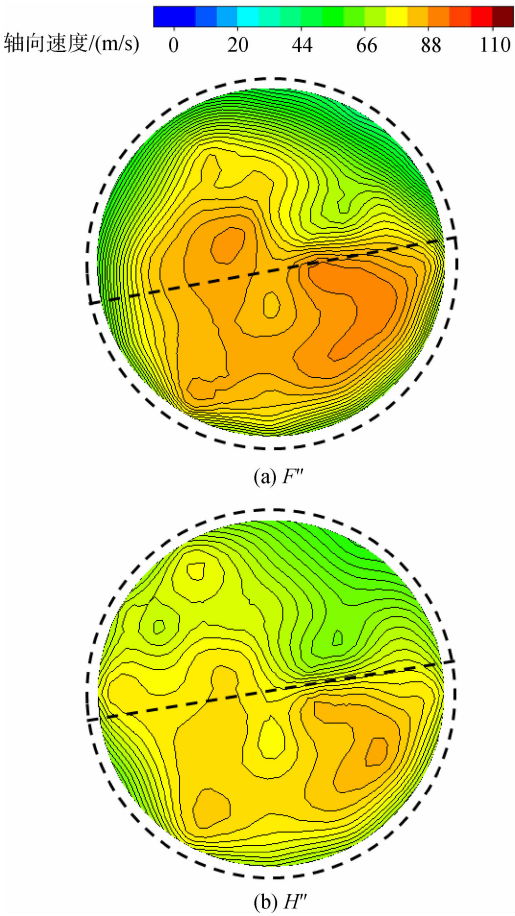


图 8 相位移动后 40 000 r/min-120 Hz 平均流量点轴向速度图

Fig. 8 Axial velocity of average mass flow rate of 40 000 r/min-120 Hz after phase shift

异由两个因素贡献形成:脉冲气流的非定常传导造成的相位差和流场本身对脉动条件的非定常响应。

2. 2. 2 脉动背压下压气机入口气流角畸变

相比于压气机入口速度周向畸变,气流角的波动对压气机性能及稳定性的影响更大^[12],因此下文比较了脉动背压时入口气流角的演化过程。相对气流角计算由式(6)给出:

$$\beta = \arctan\left(\frac{U_x}{C}\right) \quad (6)$$

$$U_x = \omega r \quad (7)$$

式中 U_x 为特定叶高处叶轮切向速度, C 为压气机入口轴向速度, ω 为叶轮转动的角速度, r 为压气机入口截面半径。

图 9 为 40 000 r/min-20 Hz 工况下入口气流角分布,为了分析脉冲气流的非定常传导和流场本身对脉动条件的非定常响应造成的压气机入口气流角差异,非定常时刻点选取由图 6(a)给出。前文提到,20 Hz 工况下因脉冲传导造成的相位差仅约 6° ,因此脉动背压的空间传导所致的平均流量点气流角差异不大。可以看到在一个脉动周期内入口气流角随背压脉动产生明显的波动,但随着半径的减小,这种周期性波动强度也逐渐减小,叶根处气流角几乎不受脉动背压的影响。这种现象可认为是由不同速度三角形特征造成的:当压气机入口切向速度较大时,相同的轴向速度变化会引发更大的气流角变化。由式(7)可知,切

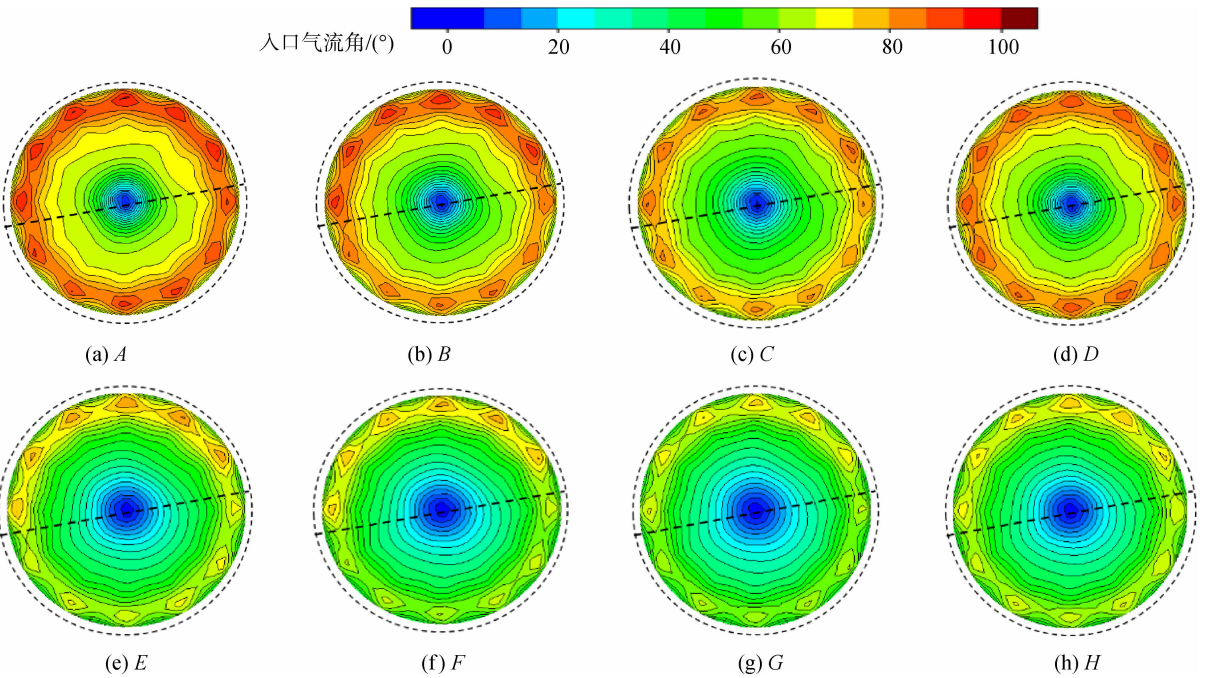


图 9 40 000 r/min-20 Hz 压气机入口气流角分布

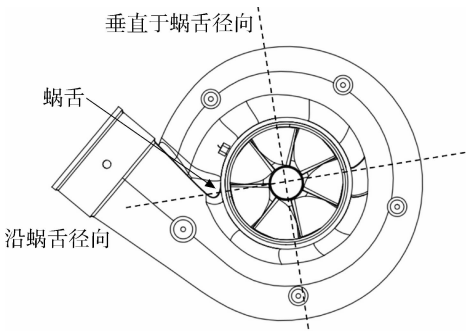
Fig. 9 Flow angle of centrifugal compressor (40 000 r/min-20 Hz)

向速度与半径成正比,因此叶尖处切向速度最大,即叶尖相对气流角对脉动背压下轴向速度响应更为敏感,与图中流场呈现的信息一致。

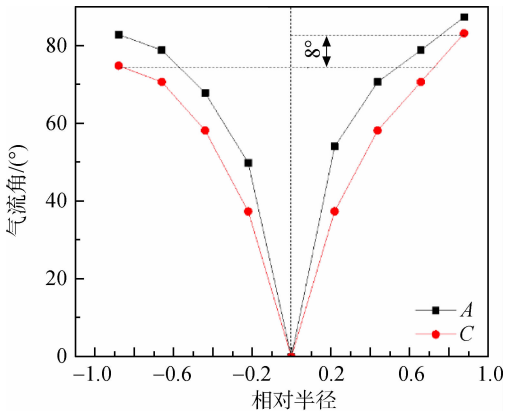
由式(6)可知,相同转速下轴向速度越大对应的相对气流角越小,故 $A \sim D$ 时刻气流角整体高于 $E \sim H$ 。大流量时($E \sim H$ 点)蜗壳上游气流角明显高于下游,在周向呈非对称分布,与前文速度场畸变有所不同的是,气流角的非对称畸变仅在叶尖处表现明显,在叶根处周向气流角的分布基本为均匀状态。在小流量的 $A \sim D$ 点虽然存在同样的周向畸变形式,但强度明显减弱,尤其是 A 、 D 两个时刻点,在周向非对称最明显的叶尖处也难以看出差异。前文提到,压气机入口气流角以及叶尖位置的流场结构是影响其性能及稳定性的关键参数,因此选择不同径向位置的气流角变化进行了定量比较,以研究气流角在脉动条件下的畸变形式。

为了探明不同叶高气流角分布规律,对单一径向的气流角进行了量化分析。选取径向气流角分布差异最明显的两个方向:沿蜗舌径向及垂直于蜗舌径向的气流角进行比较,测量位置如图 10(a)所示。规定压气机入口圆心位置坐标为 0,气流角为 0° ,横坐标为圆心两侧相对半径,纵坐标为径向气流角。如图 10 所示,径向气流角分布呈“V”形。图 10(b)、图 10(c)分别为垂直于蜗舌径向在小流量及大流量下压气机入口相对气流角分布。其中小流量选取瞬时流量最低及最高的 A 、 C 时刻点(如图 6(a)所示),同时大流量选取 E 、 G 时刻点(如图 6(a)所示)。由图 10(b)、图 10(c)可见,在半径小于 45% 叶高区域,在流量波动的最高及最低时刻的气流角几乎一致。然而,随着半径的增大,在叶尖区域由脉动背压导致的气流角波动逐渐增强。气流角最大差异出现在约 85% 叶高处,一个脉冲周期内叶尖处的气流角波动在小流量时可达 8° ,大流量时高达 12° 。图 10(d)、图 10(e)比较了气流角在沿蜗舌径向的分布,时刻点的选取规则分别与图 10(b)、图 10(c)对应。在所选的 4 个时刻点下,该方向上的气流角分布均呈现较强的对称性,与图(9)表现一致。

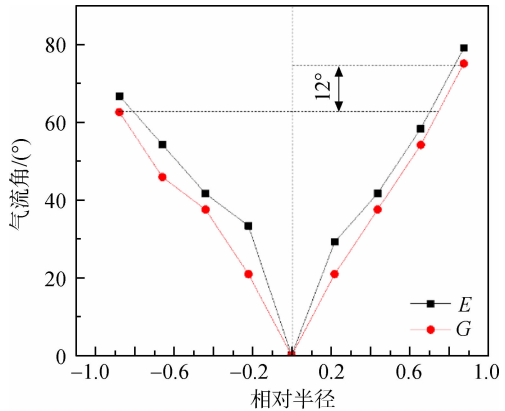
总之,蜗壳所致的周向畸变也集中在叶尖位置,并在垂直于蜗舌半径方向处畸变最强。对于离心压气机,其主要二次流结构均集中也叶尖区域,如顶隙流,叶尖泄漏等,而且入口叶尖处的流动将极大影响其气动稳定性^[12]。根据图 10 所示的气流角分布,显示了脉动背压条件下叶轮入口



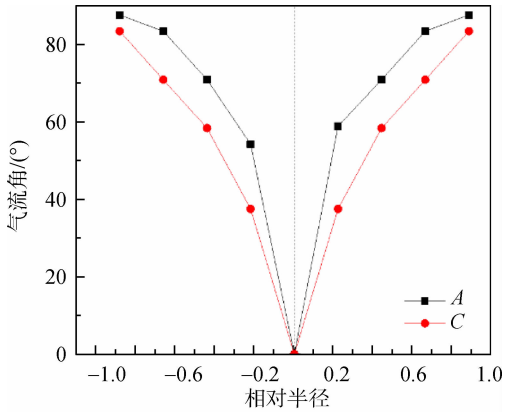
(a) 径向气流角测量位置



(b) 垂直蜗舌径向-小流量



(c) 垂直蜗舌径向-大流量



(d) 沿蜗舌径向-小流量

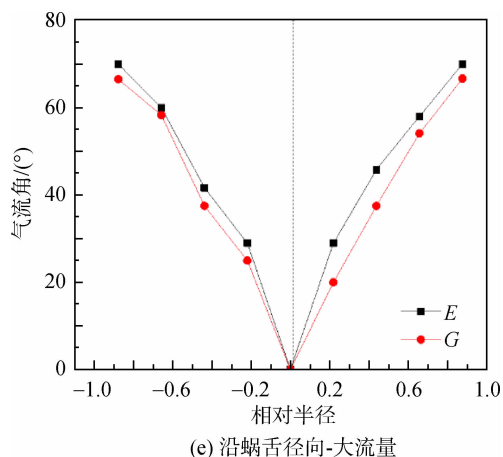


图10 40 000 r/min-20 Hz 径向气流角分布

Fig. 10 Flow angle of radial (40 000 r/min-20 Hz)

近叶尖处的流动将同时面临幅度约 8° 的气流角波动。鉴于离心压气机性能及气动稳定性对入口气流角特别是叶尖附近的气流角变化十分敏感,可以推断,脉动背压引起的压气机流场变化是压气机性能及稳定性异化的原因之一。因此,该区域应该作为后续离心压气机入口流场、稳定性异化等研究的重点。

3 结 论

本文通过自主开发可用于高频脉动背压下的全自动流场测量装置,测量了离心压气机在 40 000 r/min 稳态及脉动背压下的入口流场,主要结论如下:

1) 稳态工况下,离心压气机入口截面速度场呈现周向非对称畸变。入口处蜗壳周向角区上游速度显著低于下游,呈周向非对称畸变,畸变强度与入口流量正相关。该畸变是非设计工况下蜗壳周向压力分布不均匀导致的;

2) 脉动背压下,压气机入口速度畸变在脉动周期内呈大幅振荡状态,且迟滞环上两个具有相同瞬时流量时刻的瞬时流场畸变差异显著,表明脉动背压条件下的压气机流场存在显著的非定常特征。随着脉动频率和时均流量的增加,该非定常流场特征得到显著加强;

3) 脉动背压下,压气机入口相对气流角的周向畸变在叶尖处的变化幅度明显高于叶根处,且随着时均流量的增加,该非对称畸变特征显著增强;

4) 压气机入口垂直于蜗舌径向气流角分布非对称特征明显。气流角最大差异出现在约 85% 叶高处:小流量时最大气流角差异为 8° ,大流量时为 12° ;沿蜗舌径向气流角的非对称特征

明显弱化。

参考文献:

- [1] 徐斌,于鲸跃,魏玲. 高空汽油机二级涡轮增压研究[J]. 车辆与动力技术,2009(2):41-44.
XU Bin, YU Jingyue, WEI Ling. Research on two stage turbocharging of high altitude gasoline engine[J]. Vehicle and Power Technology, 2009(2):41-44. (in Chinese)
- [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] 朱大鑫. 涡轮增压与涡轮增压器[M]. 北京:机械工业出版社,1992.
- [4] 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.
LU Mei. Operating characteristics of exhaust gas turbocharger and analysis of plateau adaptability[J]. Highways Automotive Applications, 2004(3):1-4. (in Chinese)
- [5] 龙爱军,申江卫,董恩源,等. 进气歧管对柴油机工作过程的影响分析[C]//中国内燃机学会学术年会暨测试技术分会、油品与清洁燃料分会和吉林省内燃机学会联合学术年会. 北京:科学普及出版社,2012:118-122.
- [6] MARELLI S, CAPOBIANCO M, ZAMBONI G. Pulsating flow performance of a turbocharger compressor for automotive application[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2014, 45:158-165.
- [7] MARELLI S, CAPOBIANCO M. Experimental investigation under unsteady flow conditions on turbocharger compressors for automotive gasoline engines[C]//10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. London: Elsevier Science & Technology, 2012:219-229.
- [8] 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 Turbine and Power, 2019, 141(8):081001. 1-081001. 11.
- [9] 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.
- [10] 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 & Fluid Science, 2009, 33(8):1163-1171.
- [11] BARRERA-MEDRANO M E. Effect of exit pressure pulsations on the performance and stability limit of a turbocharger centrifugal compressor[D]. London: Imperial College London, 2017.
- [12] SHU Mengying, YANG Mingyang, MARTINEZ-BOTAS R, et al. Unsteady responses of the impeller of a centrifugal

compressor exposed to pulsating backpressure[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(4): 041005. 1-041005. 9.

[13] CUMPSTY N A. Compressor aerodynamics [M]. New York: John Wiley and Sons Incorporated, 1989.

[14] MICHELASSI V, PAZZI S, ECHTNER S. Performances of centrifugal compressor impellers in steady and unsteady flow regimes under inlet flow distortions[R]. ASME Paper 2001-GT-0325, 2001.

[15] 杨名洋. 内燃机高压比离心压气机扩稳非对称流动控制研究[D]. 北京:清华大学, 2011.

YANG Mingyang. Study of high pressure ratio centrifugal compressor stability improvement by non-axisymmetrical flow control method for internal combustion engine[D]. Beijing: Tsinghua University, 2011. (in Chinese)

[16] PULLAN G, YOUNG M, DAY J. Origins and structure of spike-type rotating stall[J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 137(5): 051007. 1-051007. 11.

(编辑:叶青、张雪)