

文章编号: 1000-8055(2024)12-20220906-08

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220906

连续式风洞主辅压缩机联合运行气动性能分析

雷鹏飞¹, 陈吉明^{1,2}, 胡运华¹, 周恩民^{1,2}

(1. 中国空气动力研究与发展中心, 四川 绵阳 621000;

2. 南京航空航天大学 航空学院, 南京 210016)

摘 要: 结合连续式风洞运行特点和轴流压缩机特性, 详细分析了连续式跨声速风洞主压缩机与驻室抽气压缩机(辅压缩机)的气动性能和相互之间的匹配特性, 并在 0.6 m 连续式跨声速风洞上开展了主、辅压缩机联合运行的气动性能试验。结果表明驻室抽气能够有效降低主压缩机压比及功率, 从而拓宽风洞马赫数运行范围, 降低主压缩机设计难度, 但辅压缩机功率随抽气量的增大而急剧增大, 导致风洞总功率增大; 在最大抽气量下主压缩机功率降幅超过 15%, 总功率反而增大了 20%; 主、辅压缩机联合运行时, 辅压缩机喘振的风险更大, 尤其是在高马赫数工况, 调节时应优先考虑辅压缩机工况点的变化。

关 键 词: 连续式风洞; 驻室抽气系统; 联合运行; 压缩机; 气动性能

中图分类号: V211.74

文献标志码: A

Aerodynamic analysis on combined operation of main compressor and compressor for plenum suction system in continuous wind tunnel

LEI Pengfei¹, CHEN Jiming^{1,2}, HU Yunhua¹, ZHOU Enmin^{1,2}

(1. China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang Sichuan 621000, China;

2. College of Aerospace Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Aerodynamic performances of main compressor and compressor for plenum suction system (auxiliary compressor) were analyzed, and experiments were performed at 0.6 m continuous wind tunnel. The results showed that the pressure ratio and power of main compressor can be reduced by plenum suction, resulting in higher Mach number ability of wind tunnel and easier design of main compressor. However, the total power of wind tunnel increased with plenum suction, due to higher energy consumption of auxiliary compressor. At maximum suction rate condition, the power of main compressor dropped more than 15%, while the total power of wind tunnel increased by 20%. Auxiliary compressor had greater risk of surge if it operated with main compressor, especially at higher Mach number condition, and more attentions should be paid to its operation condition during Mach number regulation.

Keywords: continuous wind tunnel; plenum suction system; combined operation; compressor; aerodynamic performance

连续式跨声速风洞采用轴流压缩机驱动气流。在试验段流速为跨超声速时, 高速段(试验段及二喉道等)出现复杂的激波流动, 试验段激波与壁

面附面层、模型支架等耦合造成洞壁干扰加剧、阻塞度增大, 需要改用槽/孔壁消除堵塞效应, 采取措施减小附面层厚度; 另一方面风洞回路阻力

收稿日期: 2022-11-25

作者简介: 雷鹏飞(1984—), 男, 工程师, 博士, 主要从事风洞压缩机气动设计研究。

通信作者: 陈吉明(1975—), 男, 副研究员, 硕士, 主要从事风洞气动设计及流体力学研究。E-mail: chenjimy@sina.com

引用格式: 雷鹏飞, 陈吉明, 胡运华, 等. 连续式风洞主辅压缩机联合运行气动性能分析[J]. 航空动力学报, 2024, 39(12): 20220906. LEI Pengfei, CHEN Jiming, HU Yunhua, et al. Aerodynamic analysis on combined operation of main compressor and compressor for plenum suction system in continuous wind tunnel[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(12): 20220906.

大幅增大,驱动压缩机所需压比及功率也急剧升高,加剧了压缩机设计难度。因此在试验段采用主流引射的基础上,可以增加驻室抽气系统,将试验段附面层气流通过孔/槽壁抽出,减小试验段附面层影响,同时可减小试验段流动损失,有效降低风洞主回路压缩机所需的压比和功率,从而降低主压缩机设计难度^[1-2]。驱动风洞主回路的压缩机被称为主压缩机,驱动驻室抽气的压缩机被称为辅压缩机。

风洞压缩机不同于常规工业压缩机,属于试验设备,具有工况范围宽、变工况运行频繁的特点,对其宽工况气动性能、稳定性、噪声等要求较高。在压缩机设计和运行时均需要考虑主、辅压缩机及风洞之间的性能匹配。一方面,主、辅压缩机优秀的气动设计能够提高风洞运行经济性和试验段流场品质;另一方面,对风洞阻力特性及运行模式的深入了解,能够为主、辅压缩机气动设计及安全运行提供数据支撑。

国外连续式风洞建设起步较早,对风洞压缩机的气动设计开展了一系列的研究。Lawing 等^[3]对低温跨声速风洞压缩机压比与试验段马赫数和雷诺数的关系进行了研究;Bruce^[4]介绍了美国 National Transonic Facility(NTF)风洞压缩机的设计;Gunn 等^[5]通过性能试验对 Medium Speed Wind Tunnel(MSWT)主回路轴流式压缩机设计时的性能预测程序进行了校核;Wolf^[6]分析了 NTF 和 European Transonic Wind Tunnel(ETW)的洞体回路阻力,指出洞体阻力或压缩机压比对于高速

风洞的设计至关重要;Green 等^[7]对欧洲 ETW 风洞压缩机设计过程进行了简单说明。这些研究均表明风洞气动特性对压缩机气动设计输入至关重要,两者之间的匹配性影响到风洞的整体性能。国内连续式风洞处于快速发展阶段,近年来陆续建成了几座小尺寸风洞,如西北工业大学的 NF-6 增压连续式风洞和中国空气动力研究与发展中心的 0.6 m 连续式跨声速风洞(简称 0.6 m 风洞)等,并对其压缩机开展许多开创性的研究工作^[8-11]。中国空气动力研究与发展中心 0.6 m 风洞具备主流引射和驻室抽气功能,并经过近 10 年的运行,在主、辅压缩机的安全运行方面取得了一定的成果^[12-13]。大多数研究关注于压缩机的气动性能、防喘振控制、安全运行及对马赫数的控制等,对压缩机与风洞的整体运行性能等关注较少,缺少压缩机与风洞之间气动性能耦合的机理研究,因此在连续式跨声速风洞设计、建设及运行阶段,不能有效地将风洞与压缩机的设计统一起来,达到风洞高质、高效运行的目的。

在文献 [14] 对主压缩机与风洞气动性能分析的基础上,为了进一步深入研究主、辅压缩机与风洞的气动特性及相互影响,在 0.6 m 风洞开展了主、辅压缩机联合运行试验,对主、辅压缩机与风洞的气动性能进行了详细分析。

1 风洞气动特性分析

连续式跨声速风洞布局如图 1 所示,主要由稳定段、试验段、二喉道、再导入段、高速扩散段、

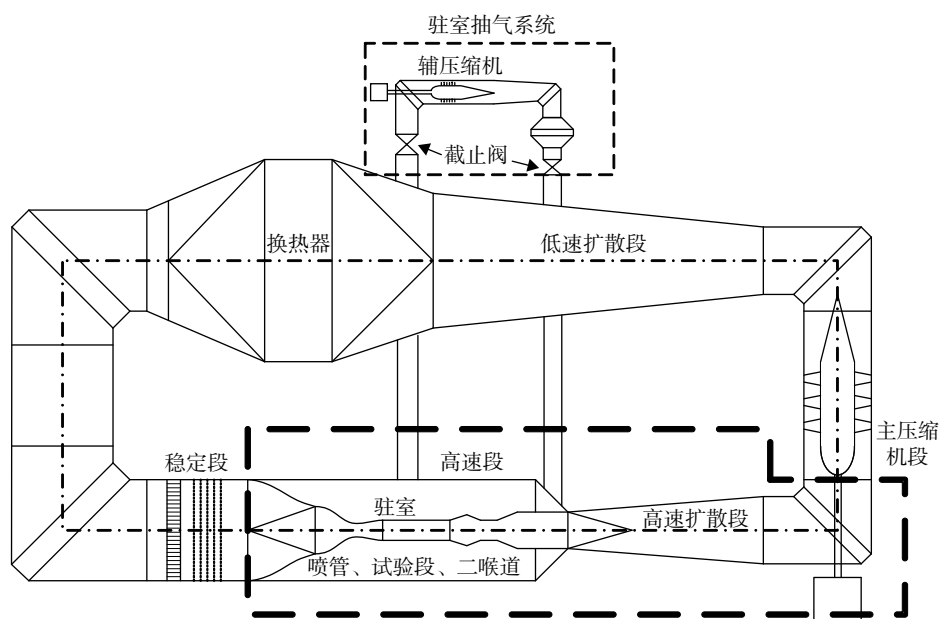


图 1 连续式跨超声速风洞示意图

Fig. 1 Scheme of continuous transonic wind tunnel

压缩机、低速扩散段、换热器和拐角段等组成。连续式风洞运行时, 通过辅助系统控制稳定段的总温和总压保持不变, 调节主压缩机转速, 并辅助二喉道调节和驻室抽气系统, 达到控制试验段马赫数的目的。风洞与主压缩机相关的参数主要为回路气流的质量流量和沿程总压损失。

风洞为了维持洞体内部的总压, 需要在稳定段上游通过增压配气或抽真空系统来平衡洞体及压缩机的动、静密封向内或向外的气体泄漏。考虑到风洞泄漏量一般较小, 可以认为风洞内质量流量是不变的。在超声速工况下, 喷管喉道处流速为声速, 因此风洞内部的质量流量只受喷管型面的影响, 不会因模型姿态、二喉道动作等的影响而发生变化。驻室抽气系统会改变使试验段的质量流量减小, 但不影响下游主压缩机的入口质量流量。

风洞回路可分为两部分: 低速段和高速段^[14]。高速段为稳定段至主压缩机入口, 包括试验段、二喉道段、高速扩散段等, 流速较高, 高马赫数工况下存在复杂的激波, 其流动损失为风洞回路主要损失。低速段为主压缩机出口至稳定段, 流速较低, 流动损失较小, 在高马赫数工况下, 其损失可以忽略不计。风洞高速段的流动损失受模型姿态、二喉道状态、驻室抽气等的影响, 在试验过程中存在较大变化, 关系到主、辅压缩机的设计及安全运行。

2 主压缩机气动特性分析

主压缩机主要用于驱动风洞主回路气流, 实现风洞试验段所需的马赫数范围。试验段马赫数的精确控制主要依靠主压缩机转速调节实现^[15-16]。

主压缩机气动性能可以通过折合质量流量和压比来表示^[17], 其中折合质量流量表示为:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_1 \sqrt{\frac{T_1}{T_{\text{ref}}}} \cdot \frac{p_{\text{ref}}}{p_1} \quad (1)$$

压比表示为:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \quad (2)$$

式中 $\dot{m}_r$ 为主压缩机折合质量流量; $\dot{m}_1$ 为主压缩机质量流量; p_1 、 T_1 分别为主压缩机入口总压和总温; p_{ref} 、 T_{ref} 分别为参考总压和总温; p_2 为主压缩机出口总压。质量流量的单位为 kg/s, 压力和温度的单位分别为 Pa 和 K。本文采用的参考总压

和总温分别为 $p_{\text{ref}} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$ 、 $T_{\text{ref}} = 300 \text{ K}$ 。

根据风洞的运行特点, 由于低速段损失较小, 主压缩机出口总压与稳定段总压较为接近; 主压缩机入口总压随着试验段马赫数的增大逐渐减小; 对于常温运行风洞, 主压缩机入口总温与稳定段总温基本保持一致(洞体散热可以忽略)。因此主压缩机折合质量流量还可以表示为:

$$\dot{m}_r \approx \dot{m}_1 \sqrt{\frac{T_0}{T_{\text{ref}}}} \cdot \frac{p_{\text{ref}}}{p_0} \varepsilon \quad (3)$$

式中 p_0 和 T_0 分别为稳定段总压和总温。当风洞以定总温、总压的方式运行时, 主压缩机折合质量流量和压比的变化基本成正比。

主压缩机质量流量与试验段入口质量流量相同。当驻室抽气系统运行时, 部分气流从试验段壁板的孔/槽吸出, 经过驻室抽气系统后返回主回路, 因此不能单纯以试验段马赫数来计算主压缩机质量流量。

当试验段流动为亚声速时, 主压缩机质量流量可以根据试验段马赫数和稳定段总温、总压计算得到:

$$\dot{m}_1 = p_0 \sqrt{\frac{\gamma}{RT_0}} A Ma \frac{1}{(1 + 0.2 Ma^2)^3} + \dot{m}_2 \quad (4)$$

式中 $\dot{m}_2$ 为辅压缩机质量流量; Ma 为试验段马赫数; A 为试验段截面积, 单位为 m^2 ; γ 为气体比热比, R 为气体常数。

亚声速工况下, 风洞回路流动损失较小, 试验状态的变化引起的主压缩机压比变化也较小, 因此主压缩机工况点距离喘振边界较远, 运行安全性较高。

当试验段流动为超声速时, 喷管喉道处流速为声速, 从而可以得到该处的质量流量, 即主压缩机质量流量:

$$\dot{m}_1 = p_0 \sqrt{\frac{\gamma}{RT_0}} A_0 \frac{1}{1.2^3} \quad (5)$$

式中 A_0 为喷管喉道面积。

根据式(3)可以得到不同马赫数工况下主压缩机工况点的变化趋势, 如图 2 中实线(等马赫数线)所示^[14], 不同的马赫数代表喷管型面马赫数。每个超声速喷管型面对应着一个最低压比工况。

当主压缩机压比高于该压比时, 气流经过喷管, 在试验段形成超声速流动, 然后经二喉道节流, 在下游形成激波, 降为亚声速流动; 采用槽/孔壁试验段和主流引射时, 试验段马赫数会随着压

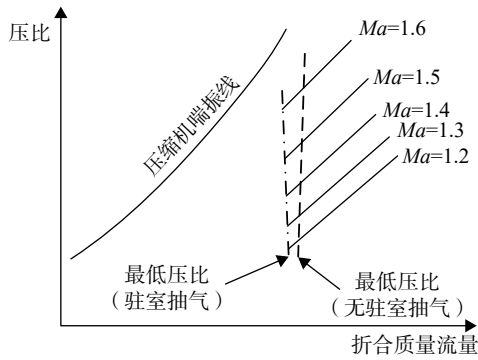


图 2 不同马赫数下主压缩机的运行工况示意图

Fig. 2 Variation of main compressor operation point at different Ma conditions

比的增大而进一步增大, 压缩机工况点沿图中等马赫数线向右上方移动。

当主压缩机压比低于该压比时, 二喉道后的激波前移至试验段, 试验段将无法维持超声速工况。驻室抽气系统的启用可以有效降低超声速工况所需的最低压比, 从而扩大主压缩机可用工况范围, 同时也可以在此主压缩机能力基础上提高风洞最高马赫数。

3 辅压缩机气动特性分析

辅压缩机主要用于驱动风洞驻室抽气系统。驻室抽气系统将试验段边界层气流通过槽/孔壁抽吸出去, 并在二喉道后的再导入段回流至风洞主回路, 如图 3 所示。

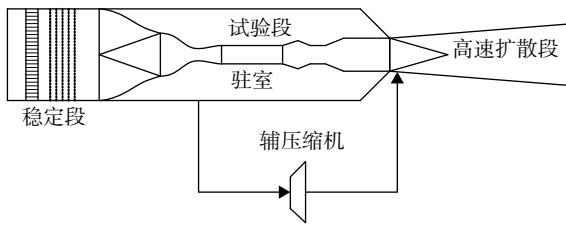


图 3 驻室抽气系统示意图

Fig. 3 Scheme of plenum suction system

辅压缩机气动性能采用体积流量和压比表示, 其中体积流量为:

$$Q_v = \frac{\dot{m}_2 R T_{pss1}}{p_{pss1}} \quad (6)$$

压比为:

$$\varepsilon_2 = \frac{p_{pss2}}{p_{pss1}} \quad (7)$$

式中 T_{pss1} 、 p_{pss1} 分别为辅压缩机入口总温和总压,

p_{pss2} 为辅压缩机出口总压。

驻室抽气主要的参数为抽气量, 即辅压缩机从驻室抽出的质量流量 (即辅压缩机质量流量) 与主回路质量流量 (即主压缩机质量流量) 的比值, 即:

$$\delta = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad (8)$$

辅压缩机出口通过管道, 经过换热器, 在二喉道后并入主回路, 因此出口总压与风洞稳定段总压较为接近; 入口通过管道与驻室连接, 入口总压与驻室静压 p_s 相近, 即

$$p_1 \approx p_s \quad p_2 \approx p_0 \quad (9)$$

因此辅压缩机压比较大程度上取决于试验段马赫数, 驻室抽气管道的损失占比相对较小。辅压缩机的压比可以表示为:

$$\varepsilon_2 \approx \frac{p_0}{p_s} + f(Q_v) = (1 + 0.2Ma^2)^{3.5} + f(Q_v) \quad (10)$$

式中 $f(Q_v)$ 代表辅压缩机压比中克服进出口管道流动损失的部分, 与辅压缩机体积流量成正比^[18], 在辅压缩机压比中所占比重较小。由于在不同马赫数工况下, 辅压缩机的体积流量范围变化不大, 即 $f(Q_v)$ 近似为常数, 因此辅压缩机的压比主要取决于试验段马赫数, 在体积流量-压比曲线中等马赫数线表现为较为平坦的直线, 如图 4 所示。随着试验段马赫数的增大, 辅压缩机所需的压比也逐渐增大, 等马赫数线逐渐向上移动, 辅压缩机运行工况将在小流量区逐渐进入到喘振区域。

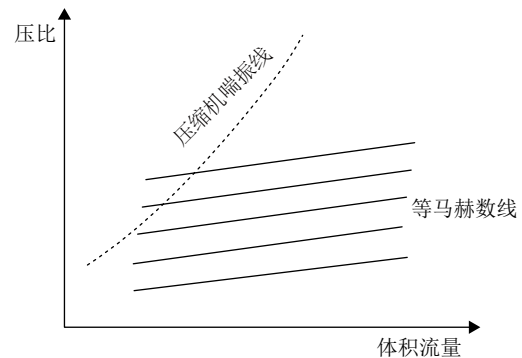


图 4 不同马赫数下辅压缩机的运行工况

Fig. 4 Variation of operation point of compressor for plenum suction system at different Ma conditions

4 联合运行试验及分析

为了更好的分析主、辅压缩机联合运行时各系统的气动特性及相互影响, 在 0.6 m 连续式风

洞开展了主、辅压缩机联合运行试验。

4.1 设备简介

0.6 m 连续式风洞结构轮廓如图 5 所示, 为闭式回路风洞, 其试验段截面尺寸为 $0.6\text{ m} \times 0.6\text{ m}$, 具有变总压运行能力, 运行时通过增压配气和抽真空系统实时调节, 控制稳定段总压, 总压 p_0 范围为 $0.05 \times 10^5 \sim 2.5 \times 10^5\text{ Pa}$, 总温为环境温度, 试验段马赫数范围为 $0.2 \sim 1.6$ 。风洞主压缩机为 AV90-3 轴流压缩机, 辅压缩机为 E71-3 离心压缩机。

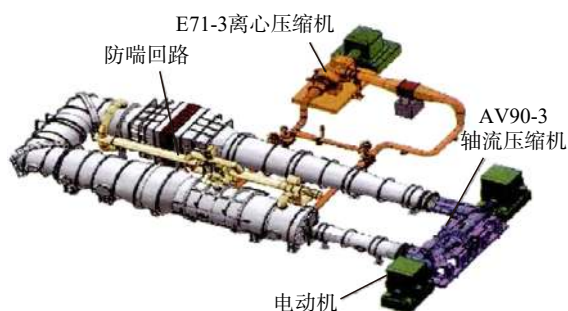


图 5 0.6 m 连续式跨声速风洞轮廓图

Fig. 5 Scheme of 0.6 m continuous transonic wind tunnel

辅压缩机由电动机和齿轮箱联合拖动, 设计转速范围为 $5\,100 \sim 8\,571\text{ r/min}$, 设计最高压比 $\varepsilon \geq 3.54$, 多变效率 $\eta \geq 80\%$, 其详细气动性能可参考文献 [13]。

主压缩机最大功率为 3.8 MW , 最高转速为 $3\,600\text{ r/min}$, 转速控制精度 $\leq 0.03\%$, 其气动性能可参考文献 [10]。

试验在常压下进行, 即风洞稳定段总压保持 100 kPa 不变。风洞试验段无模型, 两侧为实壁, 上下采用槽壁, 保持 0.3° 扩开角。

试验采用定马赫数运行的方式进行, 首先固定辅压缩机转速, 然后风洞控制系统通过内部闭环控制自动调节主压缩机转速, 维持所需马赫数。随后, 依次改变辅压缩机转速, 得到同一马赫数下主、辅压缩机的匹配特性。试验马赫数为 $0.8 \sim 1.5$ 。

辅压缩机进出口总压采用总压探头, 并由压力变送器测得, 精度均为总量程的 0.15% , 进出口温度采用 PT100 温度传感器, 流量采用布置在辅压缩机下游平直管道上的流量计进行测量, 质量流量、压力、温度等数据均由控制系统统一采集 [13]。

主压缩机进出口总压采用总压排架进行测量。进口排架包括 4 个总压探头, 出口排架包括 3 个总压探头, 探头均采用等间距排列, 截面平均总

温和总压均采用面积加权法对各测点值进行平均得到。压力采集使用 9116 型压力扫描阀, 扫描阀量程为 $\pm 5\text{ PSI}$ ($1\text{ PSI} = 6.895\text{ kPa}$), 测量精度为 0.5% 。

4.2 风洞总体性能

图 6 为不同马赫数工况下所需的主压缩机压比。可以看出, 采用驻室抽气后主压缩机压比有显著减小, 且随着试验段马赫数的增大, 主压缩机压比降幅逐渐增大, 在 $Ma=1.5$ 工况, 主压缩机压比降幅最大接近 0.07 ; 在主压缩机压比不变的情况下, 采用驻室抽气后, 试验段马赫数至少可以提高 0.1 。当试验段存在阻塞度较大的模型时, 驻室抽气的效果将更加显著。

图 7 为不同马赫数工况下抽气量与主压缩机压比降幅之间的关系。可以看出主压缩机压比降幅与抽气量存在近似线性的正比关系, 且随着马赫数的增大压比降幅越来越明显。当马赫数大于 1.0 时, 主压压比降幅有显著的提升。

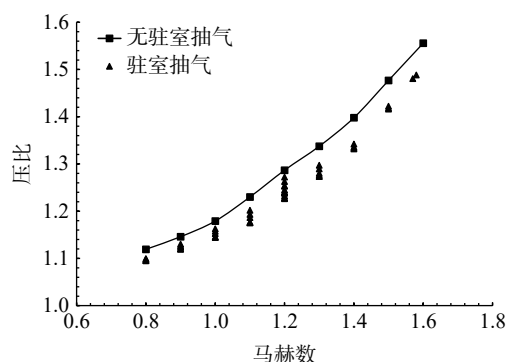


图 6 不同马赫数工况下的主压缩机压比

Fig. 6 Pressure ratio of main compressor at different Ma conditions

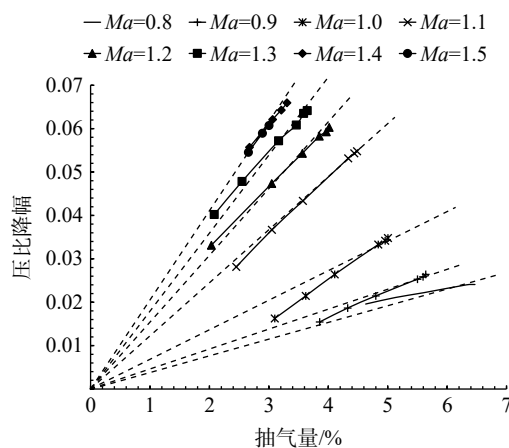


图 7 抽气量对主压缩机压比的影响

Fig. 7 Influence of plenum suction rate on pressure ratio of main compressor

抽气量 δ 和压比降幅 $\Delta\varepsilon$ 之间的关系可以用下式表示:

$$\delta = k\Delta\varepsilon \quad (11)$$

式中 k 为常数,其大小与试验段马赫数有关。

当 $Ma > 1$ 时,较小的抽气量对主压压比的降低效果更为显著;而当 $Ma \leq 1$ 时,较大抽气量对主压压比的降低效果更好。

图 8 为不同马赫数工况下抽气量对主、辅压缩机总功率的影响,其中主、辅压缩机功率均为变频器输出功率,包含了主、辅电动机损失和轴系机械损失,0%抽气量为未采用驻室抽气时主压缩机的功率。从图中可以看出,不采用驻室抽气时,风洞运行功率最小;随着抽气量的增大,总功率逐渐升高,当抽气量达到某一临界值时,总功率开始急剧升高。

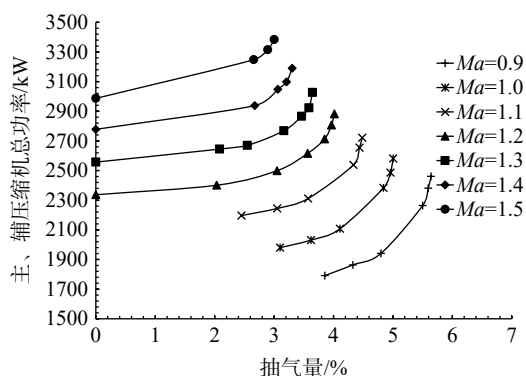
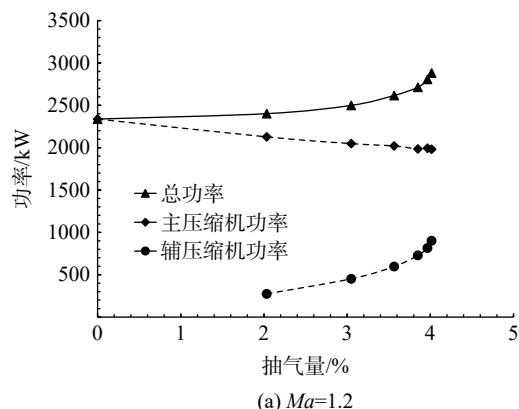


图 8 抽气量对主、辅压缩机总功率的影响

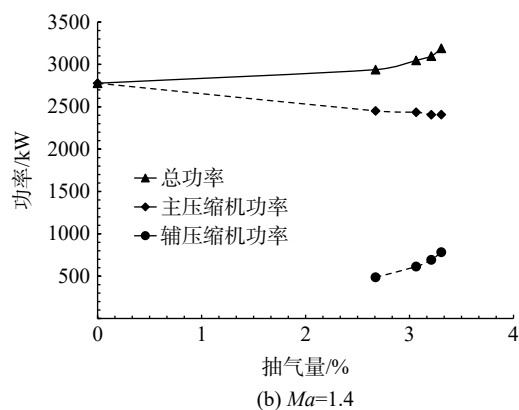
Fig. 8 Influence of plenum suction rate on total power of main compressor and compressor for plenum suction system

图 9 为 $Ma=1.2$ 和 $Ma=1.4$ 工况下主、辅压缩机功率随抽气量的变化。从图中可以发现,随着抽气量的增大,主压缩机功率呈线性下降趋势,在 $Ma=1.2$ 、抽气量为 4% 时,主压缩机功率降幅超过了 15%;不同马赫数工况下抽气量对主压缩机功率的影响趋势基本一致,根据试验数据,超声速工况下($Ma \geq 1.0$),抽气量每增加 1%,主压缩机功率降低约 3%~4%,亚声速工况下抽气量每增加 1%,主压缩机功率降低约 1%~2%。当试验段存在阻塞度较大的模型时,辅压缩机抽气量对主压缩机功率的影响将会更加明显。

辅压缩机功率在抽气量增大时功率呈现非线性的增长。这是由于这部分被抽走的气流需要经过驻室抽气系统内部更为复杂的管路,损失更大,且随着抽气量的增大,驻室抽气回路损失也随之增大,辅压缩机所需压比升高,从而导致辅压缩



(a) $Ma=1.2$



(b) $Ma=1.4$

图 9 不同马赫数工况下抽气量对主、辅压缩机功率的影响

Fig. 9 Influence of plenum suction rate on powers of main compressor and compressor for plenum suction system at different Ma conditions

机功率随着抽气量的增大非线性升高,最终使风洞运行总功率在大抽气量工况下急剧升高。

由此可知,在主压缩机允许的情况下,为了提高经济性,尽量不使用辅压缩机;但在主压缩机功率限定时,辅压缩机可以辅助提高风洞运行范围,如总压、马赫数等。

4.3 主压缩机气动性能

图 10 为主压缩机在不同马赫数下与辅压缩机联合运行时的工况,其中给出了试验段马赫数不变时主压缩机运行工况随抽气量的变化,即等马赫数线。在等马赫数线上,各工况点对应着不同抽气量,最大压比点对应 0% 抽气量,即驻室抽气系统关闭。可以看出随着抽气量的增大,主压缩机工况点沿等马赫数线向左下移动,逐渐远离喘振线,喘振裕度增大,但幅度较小,说明驻室抽气对于主压缩机喘振裕度的影响较小,仅能在一定程度上提高主压缩机运行安全性。

主压缩机最高压比的降低使得气动设计难度大幅降低。跨声速风洞常用工况点多为高亚声速范围,同时还要满足最高马赫数需求,其结构及

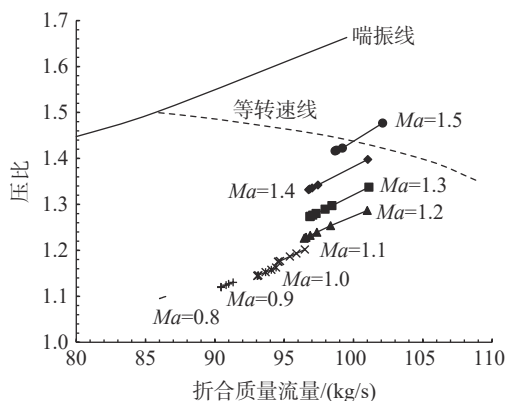


图 10 主压缩机各马赫数下运行工况点范围

Fig. 10 Operation status of main compressor at different Ma conditions

气动特性决定了主压缩机气动设计难度主要是高马赫数工况的喘振裕度和风洞常用工况点效率之间的矛盾。主压缩机压比的降低能够有效降低该设计矛盾,可以更多地在风洞常用工况点进行优化,更好兼顾风洞常用工况点(跨声速范围马赫数)的效率,提高风洞运行经济性。

当抽气量发生变化时,主压缩机需要相应调节转速来保持试验段马赫数不变。在亚声速工况,若主压缩机转速不变,当抽气量增大时,主回路维持试验段马赫数所需的压比减小,主压缩机额外的压比将使试验段马赫数增大,抽气量减小时,则试验段马赫数减小。超声速工况下,当主压缩机转速不变、抽气量增大时,受喷管限制,喷管喉道处气流的质量流量不变,试验段部分气流被抽走,流经试验段的气流质量流量减小,马赫数增大;当抽气量减小,主回路损失增大,二喉道后激波将前移,以平衡主压缩机压比,极端情况下,试验段可能降至亚声速流动。主压缩机气动性能与风洞之间的性能匹配详细分析可以参考文献 [14]。

4.4 辅压缩机气动性能

辅压缩机气动性能如图 11 所示,图中也给出了不同马赫数工况下,辅压缩机的工况点随抽气量的变化。

从图中可以看出,当试验段马赫数保持不变时,随着辅压缩机转速的增大,抽气量逐渐增大,辅压缩压比和流量均增大,工况点沿等马赫数线向右上方移动;各马赫数下的最大抽气量受辅压缩机最大转速的限制。当辅压缩机转速减小时,抽气量减小,辅压缩机工作点向左下方移动;低马赫数($Ma \leq 1.2$)下的最小抽气量受辅压缩机最低转速限制,而高马赫数工况($Ma > 1.2$)下的最小

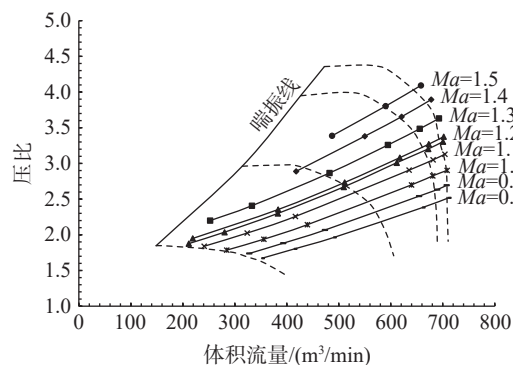


图 11 辅压缩机各马赫数下运行工况点范围

Fig. 11 Operation status of compressor for plenum suction system at different Ma condition

抽气量受压缩机喘振边界的限制,抽气量范围逐渐减小。因此各马赫数工况下,辅压缩机能够满足的抽气量范围主要由辅压缩机的气动性能决定,与辅压缩机气动设计密切相关。

当试验段马赫数不变时,驻室抽气系统进口压力保持不变,出口压力随抽气量的增大而逐渐增大(试验段及二喉道的流动损失随抽气量的增大而减小,引起下游气流总压增大),然而根据主压缩机压比减小幅度可以推断出,驻室抽气系统出口压力的提高并不能引起辅压缩机压比产生如图 11 所示的升高幅度。因此,辅压缩机压比随抽气量增大而提高的原因主要是由于管道流动损失及辅换热器损失的增大。这种损失引起的辅压缩机在较大抽气量下功率急剧增大(如图 9 所示),说明了驻室抽气管路和辅换热器的气动设计优化对辅压缩机功率乃至风洞运行经济性具有重要的影响。

辅压缩机所需最低转速随着马赫数的升高逐渐增大,意味着在高马赫数工况下,辅压缩机需要维持较高转速。因此,在运行时,必须考虑主、辅压缩机的转速调节顺序:当从低马赫数工况向高马赫数工况调节时,先调节辅压缩机转速至目标马赫数所需的最低转速以上,再调节主压缩机转速;反之,则需先降低主压缩机转速,再降低辅压缩机转速。从图 11 中可以看出,该风洞辅压缩机在最低转速运行时,能够满足 $Ma \leq 1.2$ 工况的最小抽气量。这种主、辅压缩机调节方式中,辅压缩机需要在较低马赫数工况下并入主回路。如果辅压缩机能够在较高转速下自成回路运行,且与驻室抽气系统连接处存在截止阀,则辅压缩机可以不受主压缩机工况的限制,随时并入主回路运行。

5 结 论

通过 0.6 m 连续式跨声速风洞主、辅压缩机气动特性分析和联合运行试验, 获得了主、辅压缩机与风洞的气动性能匹配特性, 结论如下:

1) 主、辅压缩机联合运行时, 辅压缩机喘振的风险更大, 尤其是在高马赫数工况, 调节时应优先考虑辅压缩机工况点的变化。

2) 驻室抽气能够有效降低风洞主回路流动阻力和主压缩机压比, 从而拓宽风洞马赫数运行范围, 主压缩机压比降幅随抽气量线性变化。

3) 开启驻室抽气系统后, 辅压缩机功率随抽气量的增大而急剧增大, 导致风洞总功率增大。

参考文献:

- [1] 中国人民解放军总装备部军事训练教材工作委员会. 高低速风洞气动与结构设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [2] 廖达雄, 陈吉明, 彭强, 等. 连续式跨声速风洞设计关键技术[J]. 实验流体力学, 2011, 25(4): 74-78.
LIAO Daxiong, CHEN Jiming, PENG Qiang, et al. Key design techniques of the low noise continuous transonic wind tunnel[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2011, 25(4): 74-78. (in Chinese)
- [3] LAWING P, ADCOCK J B, LADSON C L. A fan pressure ratio correlation in terms of Mach number and Reynolds number for the Langley 0.3 meter transonic cryogenic tunnel[R]. NASA Technical Paper 1752, 1980.
- [4] BRUCE W E. The U. S. national transonic facility- II [R]. AGARD-R-722, 1985.
- [5] GUNN J, MARTINDALE W, WAGNER D. Performance evaluation of a transonic wind tunnel compressor[R]. AIAA92-3927, 1992.
- [6] WOLF T. State of the art in circuit loss analysis of transonic wind tunnels[R]. AIAA98-2779, 1998.
- [7] GREEN J, QUEST J. A short history of the European Transonic Wind Tunnel ETW[J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 2011, 47(5): 319-368.
- [8] 郝礼书, 乔志德, 武洁, 等. NF-6 风洞 AV90-2 轴流压缩机喘振曲线测试研究[J]. 西北工业大学学报, 2009, 27(4): 477-480.
HAO Lishu, QIAO Zhide, WU Jie, et al. Critically investigating anti-surge monitor and control system of AV90-2 axial compressor in NWPU NF-6 wind tunnel[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2009, 27(4): 477-480. (in Chinese)
- [9] 高超, 王娜, 袁先士, 等. NF-6 增压连续式高速风洞压缩机喘振边界的确定[J]. 实验流体力学, 2013, 27(5): 61-66.
GAO Chao, WANG Na, YUAN Xianshi, et al. Determination of the axial-flow compressor surge boundary in NF-6 pressurized continuously-operating high-speed wind tunnel[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2013, 27(5): 61-66. (in Chinese)
- [10] 周恩民, 程松, 许靖, 等. 0.6 m 连续式跨声速风洞 AV90-3 轴流压缩机喘振边界测试研究[J]. 实验流体力学, 2014, 28(5): 81-85.
ZHOU Enmin, CHENG Song, XU Jing, et al. Surge margin test and research of AV90-3 axial compressor in 0.6 m continuous transonic wind tunnel[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2014, 28(5): 81-85. (in Chinese)
- [11] 张文, 周恩民, 程松, 等. 风洞风机防喘振模型及其控制策略[J]. 航空动力学报, 2017, 32(6): 1434-1440.
ZHANG Wen, ZHOU Enmin, CHENG Song, et al. Anti-surge model and control strategy of fan in wind tunnel[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(6): 1434-1440. (in Chinese)
- [12] 周恩民, 程松, 张文, 等. 驻室抽气压缩机及其与风洞性能相关性研究[J]. 流体机械, 2015, 43(9): 10-14, 87.
ZHOU Enmin, CHENG Song, ZHANG Wen, et al. Study on the compressor used in plenum suction system and its correlation with the wind tunnel performance[J]. Fluid Machinery, 2015, 43(9): 10-14, 87. (in Chinese)
- [13] 周恩民, 张文, 刘恺, 等. E71-3 离心压缩机热力性能试验研究[J]. 风机技术, 2015, 57(6): 39-43, 48.
ZHOU Enmin, ZHANG Wen, LIU Kai, et al. Thermodynamic performance test and research of E71-3 centrifugal compressor[J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2015, 57(6): 39-43, 48. (in Chinese)
- [14] 雷鹏飞, 周恩民, 胡运华. 连续式跨声速风洞与压缩机的气动性能匹配[J]. 航空动力学报, 2021, 36(2): 233-239.
LEI Pengfei, ZHOU Enmin, HU Yunhua. Aerodynamic performance matching of continuous transonic wind tunnel and its driving compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(2): 233-239. (in Chinese)
- [15] 丛成华, 廖达雄, 陈吉明, 等. 跨声速风洞第二喉道性能计算[J]. 航空动力学报, 2010, 25(9): 2050-2056.
CONG Chenghua, LIAO Daxiong, CHEN Jiming, et al. Numerical investigation on performance of second throat in transonic wind tunnel[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(9): 2050-2056. (in Chinese)
- [16] 张永双, 陈旦, 陈娇. NF-6 连续式跨声速风洞马赫数控制方式比较与研究[J]. 实验流体力学, 2013, 27(2): 95-99.
ZHANG Yongshuang, CHEN Dan, CHEN Jiao. Comparison and research on the Mach number control methods for the NF-6 continuous transonic wind tunnel[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2013, 27(2): 95-99. (in Chinese)
- [17] 李俊超, 余文龙. 轴流压缩机原理与气动设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [18] 华绍曾, 杨学宁. 实用流体阻力手册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.

(编辑: 秦理曼)