

# 连续式风洞总压和调节阀相关性研究及其应用

陈旦, 杨孝松, 李刚, 郭守春, 陈天毅

(中国空气动力研究与发展中心 设备设计及测试技术研究所, 四川 绵阳 621000)

**摘要:**调节阀作为连续式跨声速风洞总压的主要调节手段,其特性的好坏直接影响风洞流场性能,因此,分析建立调节阀和总压的相关性关系,并据此选取合适的调节阀及其组合具有重要意义。首先根据风洞压力调节系统的调压原理,结合调节阀的流量特性,建立了调节阀位置控制和风洞总压控制的对应关系,并进行了静态试验验证,然后基于建立的理论,针对0.6 m连续式跨声速风洞负压下流场稳定时间较长的问题,对阀门系统进行了优化改造,并进行了吹风试验。结果表明优化后的马赫数极曲线时间缩短40%~50%,大幅提高了试验效率,进一步证明了上述分析是正确有效的,可为连续式跨声速风洞调压系统的设计提供参考。

**关键词:**连续式跨声速风洞;总压控制;调节阀;流量特性;马赫数极曲线

**中图分类号:**V211.74

**文献标志码:**A

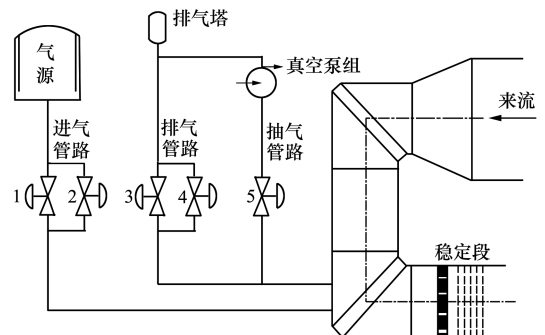
**文章编号:**1000-2758(2020)02-0325-08

连续式跨声速风洞通过压缩机连续运转驱动风洞回路气体流动来建立运行流场,稳定段总压作为风洞关键流场参数,必须对其进行精确快速控制。总压的影响因素较多,但均以调节阀作为精确调节手段,因此,选取调节阀时需确保良好的性能参数,包括:良好的流量特性、满足可调比需求<sup>[1-3]</sup>、所配置的执行器满足调压精度和速度要求等。目前国内外连续式风洞对调节阀和总压的影响关系进行定量描述的极少,更多关注总压的控制方法或调节阀的气动和结构参数<sup>[4-12]</sup>,执行器的选取多基于经验,导致调节阀参数和总压需求不匹配,影响风洞调压性能。

本文主要研究内容为:通过对连续式跨声速风洞总压控制需求和调节阀各关键参数进行分析,建立调节阀性能参数和风洞总压的对应关系,并进行静态验证,以选取性价比最优的调节阀控制参数,并确定风洞阀门组合控制方式。最后,基于上述建立的理论对0.6 m连续式风洞抽真空系统进行优化改造,以改善该风洞负压下因总压稳定太慢导致马赫数极曲线时间较长的问题。

## 1 总压系统组成及原理

根据连续式跨声速风洞压力运行范围,可分成负压、常压、增压3种工况,如欧洲ETW风洞<sup>[13]</sup>,美国NTF风洞<sup>[14]</sup>以及中国西北工业大学NF-6风洞<sup>[15]</sup>都仅有常压增压工况,而中国空气动力研究与发展中心0.6 m连续式跨声速风洞<sup>[5-6,16]</sup>还具备负压试验能力。以0.6 m连续式风洞为例,其总压系统中调节阀的结构布局见图1。



1.一进气主调节阀 2.一进气辅调节阀 3.一排气主调节阀  
4.一排气辅调节阀 5.一抽真空调节阀

图1 压力调节系统结构

当风洞在不同压力工况运行时,参与控制的调节阀不同。为保证风洞的干燥度,常压增压工况时,由 1 至 4 号阀实施;负压工况时,由 1,2,5 号阀以及真空泵组实施。风洞压力的调节是通过调节阀的位置控制来实现的,要保证风洞较好的调压性能,调节阀的性能也必须足够好,但由图 1 可知,连续式跨声速风洞调节阀较多,必须考虑设计成本和性价比,因此需要分析总压控制和调节阀特性的相关性,进而合理地选取调节阀参数。

## 2 连续式风洞调节阀概述

调节阀按行程特点可分成线性阀和旋转阀,按驱动方式分成电动阀、气动阀、液压阀和混合阀,按流量特性分成直线特性、等百分比特性、快开特性和抛物线特性<sup>[2,9]</sup>。现有连续式跨声速风洞多采用电动阀,相比气动和液动阀,其无需气源或油源等辅助设备,稳定性好、精度高、维护方便。

连续式风洞调节阀多采用等百分比特性,其单位相对位移变化所引起的相对流量变化与此点的相对流量变化成正比关系<sup>[2,17]</sup>,理想情况下(假定阀门前后压差不变),其体积流量和阀门开度之间满足下式

$$\frac{Q_{ex}}{Q_{Vmax}} = R^{(x-1)} \tag{1}$$

式中:  $Q_{ex}$  为开度为  $x$  时的流量;  $Q_{Vmax}$  为阀门最大体积流量,单位为  $m^3/s$ ;  $x$  为阀门开度比;  $R$  为阀门的可调比,其值为

$$R = \frac{Q_{Vmax}}{Q_{Vmin}} \tag{2}$$

式中:  $Q_{Vmin}$  为阀门最小体积流量;  $R$  越大调节阀的流量范围越宽,性能指标越好。

由(1)式和(2)式可知,等百分比特性的调节阀小开度调节时增益较小,调节平稳缓和,大开度时增益较大,调节灵敏有效。考虑到实际生产中调节阀和管路串联,调节阀动作时流量改变,管路压损改变,调节阀上压差也发生变化,因此实际使用时调节阀应考虑其工作流量特性<sup>[5,18]</sup>

$$\frac{Q_{ex}}{Q_{Vmax}} = \frac{R^{(x-1)}}{\sqrt{\left(\frac{1}{s} - 1\right) \times R^{(2x-2)} + 1}} \tag{3}$$

式中:  $s$  为阀阻比,表示存在管道阻力的情况下,阀

门全开时,阀门前后的最小压差占总压力的比值;  $s$  越小,畸变越厉害,可调比减小,调节性能变坏,但  $s$  小又经济节能。实际工程中  $s$  一般取 0.3<sup>[2]</sup>。

风洞总压的调节过程实际上是通过控制调节阀阀芯位置进而调节阀门流量,通过控制风洞稳定段内气体质量的变化来达到控制总压的目的,因此只有建立调节阀流量、阀芯位置、阀门速度等调节阀参数和风洞总压之间的相关性函数,才能更好地选取合适的驱动机构并实施总压控制。

## 3 风洞调压控制与调节阀位置控制

定义风洞容积为  $V_s$ ,总压控制目标为  $P_s$ ,总压实际值为  $P_0$ ,稳定段总温为  $T$ ,若初始状态下总压稳定,  $P_s = P_0$ ,当改变试验状态时压力产生波动,由于风洞换热器的作用,假定压力从  $P_s$  开始波动至压力回到  $P_s$  的时间为  $t$ (单位 s),由于  $t$  较小,可认为在上述调节过程中总温  $T$  变化不大,考虑到风洞目标压力较低(图 1 风洞总压范围为绝压 20 ~ 250 kPa),稳定段温度多为常温,则按照理想气体状态方程,该过程需灌入 / 抽走风洞内的气体质量增量  $m$  为

$$m = \frac{P \cdot V_s \cdot M}{R_1 \cdot (T + 273)} \tag{4}$$

式中:  $P$  为压力波动量,  $P = P_s - P_0$ ,单位为 Pa,为探究总压和调节阀相关性,主要考虑接近稳态下的状态,此时总压波动量  $P$  相对较小;  $m$  为气体质量增量,单位为 g;  $V_s$  为风洞容积,单位为  $m^3$ ;  $T$  为气流温度,单位为  $^{\circ}C$ ;  $R_1$  为气体状态常数,值为 8.314 J/(mol · K);  $M$  为空气摩尔质量,值为 29 g/mol。

风洞内气体是干燥空气,其密度和总压以及总温的关系为

$$\rho = \frac{\rho_0 \cdot P_s}{1.013 \times 10^5} \times \frac{273}{273 + T} = \frac{3.484 \ 6 P_s}{273 + T} \tag{5}$$

式中:  $\rho$  为洞内空气密度,单位  $g/m^3$ ;  $\rho_0$  为 0 $^{\circ}C$  标准大气压下干燥空气的密度,其值为 1 293  $g/m^3$ 。

体积增量等于质量增量除以密度,由(4)至(5)式可计算出风洞内气体体积的增量  $V$ ,并引入调节时间  $t$ ,根据  $V/t$  可得到该时间内平均体积流量增量

$$Q_v = \frac{V}{t} = \frac{P \cdot V_s \cdot M}{3.484 \ 6 \cdot P_s \cdot R_1 \cdot t} \tag{6}$$

在实施位置控制时,电动调节阀运行过程中除加减速阶段外,可认为是匀速运行。假定初始平衡

状态下,阀门开度为  $x_1$ ,压力波动后达到新的平衡状态时开度为  $x_n$ ,可把压力波动后的调节过程认为是调节阀在每一个细分位置( $x_1 \sim x_n$ )上对流量调节过程的叠加,假设在上述调节过程中( $t$ 时间)经过  $n$ 个细分调节位置,且调节阀从一个细分位置到达另一个细分位置的时间相等(加减速时间可忽略),可得到

$$t = \sum_1^n (t_{is} + t_{iz}) \quad (7)$$

$t_{is}$  为在  $x_{i-1}$  至运行至  $x_i$  的时间,  $t_{iz}$  为在该处的停留时间,该时间由 PID 控制周期和调节阀机构动作延时组成。为简化考虑,认为每一个位置点的调节时间相等,即

$$t_{is} + t_{iz} = \frac{t}{n} \quad (8)$$

设阀门调节过程平均速度为  $\bar{v}_s$ , 阀门可识别的位置增量为  $d$ , 平均增量为  $\bar{d}$ , 则  $t$  时间内调节阀的行程可表示为

$$n \cdot \bar{d} = t \cdot \bar{v}_s \quad (9)$$

按照调节阀国标,调节阀可识别的位置增量  $d$  在调节阀的不同位置区间是不同的,受死区和机构间隙影响。令

$$\frac{R^{(x-1)}}{\sqrt{\left(\frac{1}{s} - 1\right) \times R^{(2x-2)} + 1}} = Q(x) \quad (10)$$

基于公式(3)、(7)、(8)、(10),上述调节过程中体积的增量用每个细分位置叠加的方式可表示为

$$V_1 = Q_{V_{\max}} \cdot \sum_1^n \left( Q(x_i) \cdot \frac{t}{n} \right) - Q_{V_{\max}} \cdot Q(x_1) \cdot t \quad (11)$$

进而得到平均体积流量增量

$$Q_{v1} = Q_{V_{\max}} \cdot \sum_1^n \left( Q(x_i) \cdot \frac{1}{n} \right) - Q_{V_{\max}} \cdot Q(x_1) \quad (12)$$

式中,  $Q_{v1}$  为调节阀位置叠加方式计算得到的流量增量。考虑到连续式跨声速风洞压缩机充气密封系统往风洞里漏气,同时洞体密封不严,调节阀也存在泄漏,定义风洞整体的漏气流量为  $Q_{v2}$  ( $Q_{v2}$  的影响因素太多,不便于测算),则调节阀的流量增量  $Q_{v1}$  应该为压力波动所需求的流量增量  $Q_v$  与漏气量  $Q_{v2}$  的总和,即

$$Q_{v1} = \frac{P \cdot V_s \cdot M}{3.4846 \cdot P_s \cdot R_1 \cdot t} + Q_{v2} \quad (13)$$

令

$$\frac{Q_{V_{\max}} \cdot 3.4846 \cdot R_1}{V_s \cdot M} = k_1 \quad (14)$$

则  $P$  为

$$P = \left[ \sum_1^n \left( Q(x_i) \cdot \frac{1}{n} \right) - Q(x_1) - \frac{Q_{v2}}{Q_{V_{\max}}} \right] \cdot k_1 \cdot P_s \cdot t \quad (15)$$

并将(15)式用积分表示得到

$$P = k_1 \cdot t \cdot P_s \cdot \left[ \left( \int_{x_1}^{x_n} \left( Q(x) \cdot \frac{1}{n} \times dx \right) - Q(x_1) - \frac{Q_{v2}}{Q_{V_{\max}}} \right) \right] \quad (16)$$

由此得到压力波动和调节阀位置的对应关系,考虑到调节阀初始位置  $x_1$  和调节阀开度变化量无相关性,对(16)式两边求导,可得到压力波动的变化量和调节阀开度变化量之间的关系

$$\frac{dP}{dx} = k_1 \cdot Q(x) \cdot \frac{t}{n} \cdot P_s - k_2 \cdot \frac{dQ_{v2}}{dx} \cdot P_s \quad (17)$$

$$k_2 = \frac{1}{Q_{V_{\max}}} \cdot k_1 \cdot t \quad (18)$$

结合公式(9)、(10),可得到压力调节精度和调节阀主要控制参数的关系

$$\frac{dP}{P_s \cdot dx} = k_1 \cdot \frac{R^{(x-1)}}{\sqrt{\left(\frac{1}{s} - 1\right) \cdot R^{(2x-2)} + 1}} \cdot \left( \frac{d}{v_s} - k_2 \cdot \frac{d(Q_{v2})}{dx} \right) \quad (19)$$

在调节阀指标中,分辨率(死区)  $r$  是指在几个固定测试位置上的阀门可识别的位置增量的极差值,即  $r$  由  $d$  产生且  $|d| \leq |r|$ ,而精度  $a$  更是考虑了分辨率、回程误差和基本误差等影响,因此,后文再做定量分析时,主要考虑综合精度,按照数值大小可知  $|d| \leq |r| \leq |a|$ 。

由此,建立了总压控制和调节阀参数的相关性函数,由公式(19)可以得到以下几条结论,以抽真空阀为例,在阀门前后压差不变的前提下:

- 1) 阀最大体积流量越小,总压精度越高;
- 2) 风洞容积越大,总压精度越高;
- 3) 阀精度越高、速度越快,总压精度越高;
- 4) 阀稳态调节时的区间越小,总压精度越高;
- 5) 阀实际可调比越大,总压精度越高。

从上述分析可知,影响总压精度的参数包括:风洞容积、阀门体积流量、气体介质、可调比、执行机构

精度和速度等,而调节阀的响应和执行速度又直接影响总压的稳定速度。考虑到流场稳定采集的依据为总压和马赫数均稳定,调节阀的速度无需太快(阀门速度越快,功率越大,制造工艺越复杂,且一般而言速度快和精度高是互斥的),只需优于马赫数调节手段的调节时间。为确保风洞总压控制精度和调节速度,又防止过设计浪费资源,在风洞设计之初就应对上述参数进行综合考虑。

### 4 静态验证

为验证上述分析的正确性,利用 0.6 m 风洞进行验证,在空风洞静止状态下(压缩机不启动),利用相同的试验条件,采用同一个抽真空调节阀体,分别验证执行器精度、阀门稳态调节区间对总压的影响。为便于对比分析,首先带入风洞容积、调节阀体积流量、可调比等相关参数,按照公式(19),忽略漏气量  $Q_{12}$ ,可绘制出同一个抽真空调节阀,配置不同精度和速度参数的执行器时,在不同调节区间时理论上的总压精度曲线,如图 2 所示(图中阀门开度为百分比形式,速度单位“%/s”代表每秒阀门开度)。

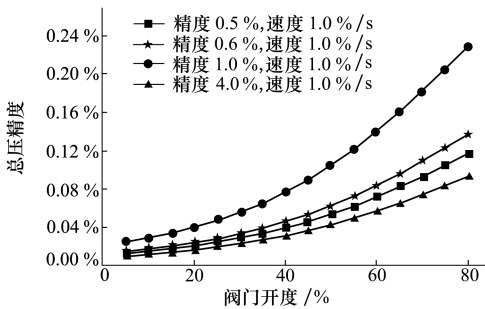


图 2 理想情况下调节阀参数对总压精度的影响

实验对象为图 1 所描述的风洞,测试负压工况下调节阀性能参数对风洞总压控制的影响。控制系统采用西门子 S7-300PLC 作为核心控制器,通过模拟量输出控制调节阀位置来实现总压控制。

#### 4.1 执行器精度对调压精度的影响

用于试验的抽真空调节阀执行器型号为罗托克 IQML18,调节阀全行程(0~100%开度)时间为 98 s。分别测试执行器在 0.5%,0.6%,1.0%精度下稳态调节时对总压的影响,测试目标压力为 50 kPa 和 20 kPa,测试结果分别见图 3 和图 4。

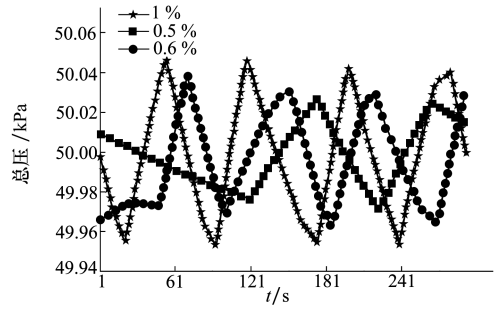


图 3 50 kPa 下执行器精度对总压的影响

图 3 中的曲线对应 3 个不同车次的数据,为对比分析,截取每个车次稳态调节时(约 290 s)的数据,并统一到一个坐标轴下绘制而成。3 条曲线为采用同一个执行器(不同精度)进行抽真空 50 kPa 闭环时的总压曲线。从图中可以看出,执行器精度越高,压力波动量越小,其中精度 0.5% 曲线的上下限波动为 27 Pa 和 -29 Pa(实际精度约为目标总压的 0.06%,利用图 2 得到的预测精度为 0.053%);精度 0.6% 曲线的上下限波动为 38 Pa 和 -37 Pa(实际精度约 0.075%,预测精度 0.063%);精度 1.0% 曲线的上下限波动为 46 Pa 和 -47 Pa(实际精度约 0.095%,预测精度 0.092%)。稳态调节时 3 条曲线的抽真空阀开度相差不超过 3%,平均开度在 47% 左右。对比可知,不同精度曲线稳态时的总压控制精度和预测结果大体一致。

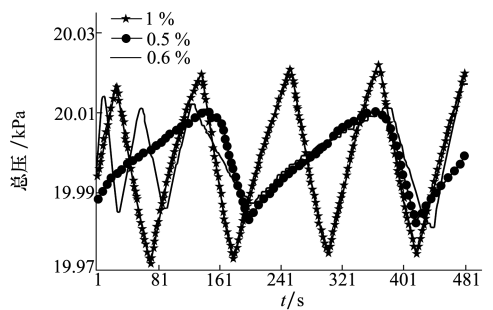


图 4 20 kPa 下执行器精度对总压的影响

图 4 同图 3 的处理方法一致,将 3 个不同车次,稳态调节时(约 470 s)的总压波动曲线绘制于同一坐标轴,3 条曲线均为抽真空压力 20 kPa 闭环时的总压曲线。其中,精度 0.5% 曲线的上下限波动为 10 Pa 和 -17 Pa(实际精度约 0.07%,预测精度 0.066%);精度 0.6% 曲线上下限波动为 14 Pa 和 -19 Pa(实际精度约 0.08%,预测精度 0.077%);精度 1.0% 曲线上下限波动为 22 Pa 和 -28 Pa(实际精

度约 0.13%, 预测精度 0.126%)。稳态调节时抽真空阀开度相差不超过 2%, 平均开度在 53% 左右。由图 3、图 4 可知, 尽管目标压力不同, 但当执行器精度越高, 总压波动量就越小。

#### 4.2 调节阀调节区间对调压精度的影响

为测试稳态调节区间对调压精度的影响, 用 2 款执行器进行测试(阀体相同), 其中一款型号为 IQML18, 全行程时间 98 s, 精度 0.6%; 另一款 IQML20, 全行程时间 25 s, 精度 1.6%。测试目标压力为 50 kPa, 为确保稳态调节时位于不同调节区间, 需要通过开启进气调节阀, 预置不同的进气阀开度来实现。测试结果分别见图 5 和图 6。

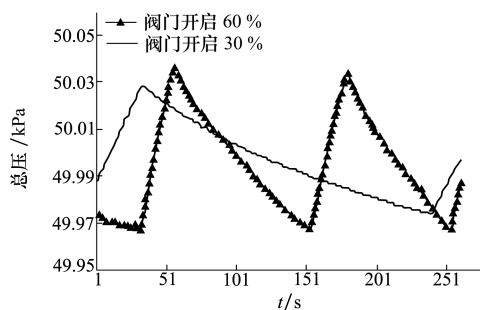


图 5 调节区间对总压的影响(IQML18)

图 5 同图 3 的处理方法一致, 将 2 个不同车次, 稳态调节时的总压波动曲线绘制于同一坐标轴, 2 条曲线均为采用 IQML18 调节阀在 50 kPa 稳态调节时的压力波动曲线。其中调节区间为 30% 曲线的上下限波动为 28 Pa 和 -26 Pa (实际精度约为 0.055%, 预测精度 0.036%); 调节区间为 60% 曲线的上下限波动为 36 Pa 和 -33 Pa (实际精度约 0.07%, 预测精度 0.077%)。可见, 采用小开度调节时相比大开度调节时的总压精度更高。

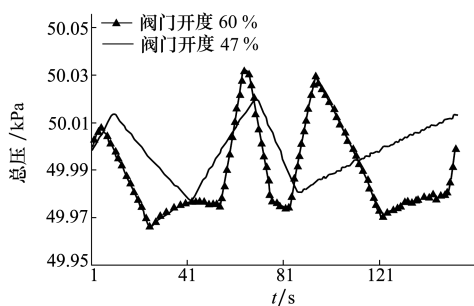


图 6 调节区间对总压的影响(IQML20)

图 6 中 2 条曲线为采用 IQML20 调节阀执行器, 在不同调节区间下进行 50 kPa 稳态调节时 2 个

不同车次的总压波动曲线。其中调节区间为 47% 曲线的上下限波动为 20 Pa 和 -23 Pa (实际精度约 0.046%, 预测精度 0.04%), 调节区间为 60% 曲线的上下限波动为 32 Pa 和 -34 Pa (实际精度约 0.065%, 预测精度 0.059%)。由图 6 也可看出, 采用小开度稳态调节时相比大开度调节时的总压精度更高。

由图 3 至 6 可知, 当稳态下采用较小调节区间时, 风洞调压精度提高; 当执行器精度提高时, 风洞调压精度也相应提高。但定量分析时, 试验结果(实际精度)和理论预测精度仍存在一定差距(尤其如本节)。经过分析, 认为主要是几方面原因造成: ①预测结果以图 2 为依据, 但其忽略了实际调试中的很多影响因素, 包括调节阀的执行器精度和调节阀精度是不同的(阀体和执行机构连接存在结构间隙, 且和位置传感器安装位置有关); ②风洞的漏气量的影响; ③风洞容积较大, 风洞的总压变化滞后于调节阀的位置调节; ④总压控制算法和参数对部分工况的适应性稍差。

## 5 多调节阀组合控制优化

基于上述分析以及试验验证, 在某一特定的试验工况下, 调节阀稳态下的开度区间是基本确定的, 如图 3 中稳态调节区间, 而该区间下调节能否实现所需的控制精度也可从上述分析中得到, 考虑到调节阀的结构制造工艺, 首末两端的加工精度以及该处的流量特性不好, 调节阀一般多使用 10%~90% 开度区间<sup>[2]</sup>, 这就要求通过不同的阀门组合, 实现稳态时用于精调的阀门的工作区间落入上述范围, 并尽量使用小开度调节区间。

以图 1 为例, 为保证洞内气体干燥只能采用抽真空阀以及增压调节阀配合进行负压下总压控制, 其组合方式可以有多种, 为减少调试难度、减少气源消耗, 一般固定进气阀开度, 调节抽真空阀来实施压力调节。当目标压力较高(大于 60 kPa)时, 抽真空阀调节区间过小, 此时开启进气调节阀; 当目标压力较低(小于 25 kPa)时, 抽真空调节区间过大, 此时须关死进气阀。这样人为使抽真空调节阀稳态运行时进入高精度调节区间。而何种目标压力下采用哪些阀门或泵进行组合控制, 可通过调试获取。

### 6 应用及验证

基于前述建立的理论,针对 0.6 m 风洞在前期调试时存在负压工况下总压精确稳定时间较长的问题,对抽真空系统进行改造,主要从以下几方面:

1) 在不降低风洞总压精度的前提下提高抽真空调节阀速度。在选取新的抽真空调节阀执行机构时,将其精度和速度等参数带入图 2,以确保风洞总压精度不受损失,本系统选取 IQML20 执行器,相比之下,其精度稍差,但速度大幅加快。

2) 对阀门组合方式进行优化。按照第 5 节思路,尽量使抽真空调节阀稳态运行时进入小开度高精度调节区间。

3) 结合新阀门参数对总压控制算法的控制参数进行修正。由于新调节阀执行器速度大幅加快,需要对控制算法的参数进行调整,适当增大比例和积分系数,提高系统响应速度。

改造前执行器为 IQML18,调节阀全行程时间 98 s,精度 0.6%;改造后为 IQML20,调节阀全行程时间 25 s,精度 1.6%。对改造完的系统性能进行了测试,在相同的试验工况下与改造前的状态进行对比。试验工况为总压 50 kPa 和 20 kPa,空风洞(不带模型),通过主压缩机转速调节实现 0.2~0.8 阶梯变马赫数,流场参数控制目标为总压精度 0.2%,马赫数精度 0.001,流场稳定依据为总压和马赫数均进入误差区间,且超过 5 s,尔后改变转速升下一个马赫数阶梯。图 7 和图 8 为 50 kPa 下测试结果。

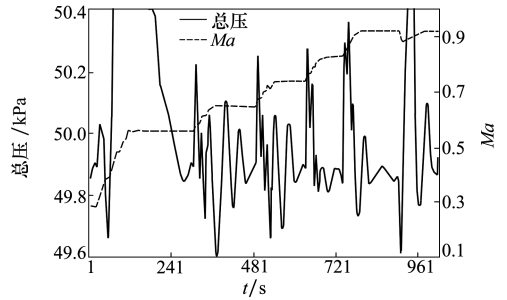


图 8 IQML18 调试结果

力波动更小,且马赫数极曲线时间得到大幅缩短。

改造前后阶梯变马赫数时极曲线时间对比见表 1。

表 1 50 kPa 变马赫数的极曲线时间对比

Ma 阶梯	执行器	总压稳定时间/s	Ma 稳定时间/s	Ma 极曲线时间/s
0.2~0.5	IQML18	230	124	230
0.2~0.5	IQML20	104	146	146
0.5~0.6	IQML18	100	90	100
0.5~0.6	IQML20	40	60	60
0.6~0.7	IQML18	106	80	80
0.6~0.7	IQML20	40	50	50
0.7~0.8	IQML18	27	83	83
0.7~0.8	IQML20	27	54	54

20 kPa 下阶梯变马赫数的测试结果和图 7、图 8 近似,受篇幅所限,不再附图。表 2 为 20 kPa 下改造前后阶梯变马赫数极曲线时间对比。

表 2 20 kPa 变马赫数极曲线时间对比

Ma 阶梯	执行器	总压稳定时间/s	Ma 稳定时间/s	Ma 极曲线时间/s
0.2~0.5	IQML18	240	260	260
0.2~0.5	IQML20	139	142	142
0.5~0.6	IQML18	100	110	110
0.5~0.6	IQML20	63	56	63
0.6~0.7	IQML18	110	170	170
0.6~0.7	IQML20	65	82	82
0.7~0.8	IQML18	62	90	90
0.7~0.8	IQML20	46	52	52

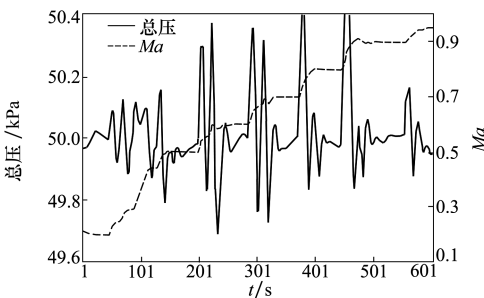


图 7 IQML20 调试结果

图中总压调节过程出现一个较大的尖峰,这是由于阶梯变马赫数时,压缩机转速增加较多,导致总压迅速上升,调节阀来不及泄压。从图 7~8 可知,尽管新的调节阀执行器精度低,但速度快,仍能够满足风洞总压精度指标要求,如图 7 中 Ma 趋稳后,压

由表1和表2可知,通过合理选配调节阀参数和阀门组合方式,在都满足总压精度的前提下,采用速度较快的调节阀时,总压的稳定时间显著缩短,达到50%~60%,进而使 $Ma$ 极曲线时间也得到明显提升,其中0.2~0.8阶梯变马赫数时极曲线时间缩短约40%~50%,大幅提高了试验效率。

1) 利用本文建立的总压和调节阀特性之间的关系,可为连续式风洞总压系统的设计提供参考。

2) 根据每个风洞的不同特性,结合调节阀的实际特性,可以摸索出更高效的阀门组合控制策略。

下一步将增强上述研究的适应性,并研究优化总压控制算法和参数,以进一步提高风洞试验效率。

## 7 结 论

经过试验验证,可以得出下列结论:

## 参考文献:

- [1] 中华人民共和国工业和信息化部. 工业过程控制系统用电动控制阀[S]. JB/T 7387-2014  
Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic of China. Electrical Control Valves for Industrial-Process Control Systems[S]. JB/T7387-2014 (in Chinese)
- [2] 明赐东. 调节阀计算选型使用[M]. 成都:成都科技大学出版社,1999  
MING Cidong. Calculation and Selection of Regulating Valve[M]. Chengdu: Chengdu University of Science and Technology Press, 1999 (in Chinese)
- [3] 陆培文. 工业过程控制阀设计选型与应用技术[M]. 北京:中国标准出版社,2016  
LU Peiwen. Design Selection and Application Technology of Industrial Process Control Valve[M]. Beijing: China Standard Publishing House, 2016 (in Chinese)
- [4] 李树成,罗强,陈旦,等. 结冰风洞喷雾系统控制方法研究[J]. 实验流体力学, 2017, 31(6): 93-99  
LI Shucheng, LUO Qiang, CHEN Dan, et al. Research on Control Method of Spraying System in the Icing Wind Tunnel[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2017, 31(6): 93-99 (in Chinese)
- [5] 陈旦,张永双,黎壮声,等. 某型连续式跨声速风洞阀门控制系统设计[J]. 计算机测量与控制, 2012, 20(6): 1524-1526  
CHEN Dan, ZHANG Yongshuang, LI Zhuangsheng, et al. Valve Control System Design for Continuous Transonic Wind Tunnel [J]. Computer Measurement & Control, 2012, 20(6): 1524-1526 (in Chinese)
- [6] 黎壮声,杨鹏程,陈旦,等. 0.6 m 连续式跨声速风洞总压控制策略设计[J]. 实验流体力学, 2016, 30(4): 87-92  
LI Zhuangsheng, YANG Pengcheng, CHEN Dan, et al. The Design of Total Pressure Control Strategy for 0.6 m Continuous Transonic Wind Tunnel[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2016, 30(4): 87-92 (in Chinese)
- [7] 纪合溪. 大流量调节阀稳压控制技术[D]. 山东:山东大学,2011  
JI Hexi. Study on Large Flow Regulator Valve Constant Pressure Control Technique[D]. Shandong: Shandong University, 2011 (in Chinese)
- [8] 李君海,俞南嘉,蔡国飙. 双工况流量调节阀的设计与试验[J]. 航空动力学报, 2013, 28(1): 219-225  
LI Junhai, YU Nanjia, CAI Guobiao. Design and Experiment of Two-Stage Flow Control Valve[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(1): 219-225 (in Chinese)
- [9] 安延涛. 大型压力调节阀的动态分析及故障检测研究[D]. 山东:山东大学,2012  
AN Yantao. Dynamic Analysis and Fault Detection of Large Pressure Control Valve[D]. Shandong: Shandong University, 2012 (in Chinese)
- [10] 侯良学,崔晓春,陈志敏. 环装缝隙调压阀的一种设计方法和特性计算[J]. 机械科学与技术, 2012, 31(6): 1005-1009  
HOU Liangxue, CUI Xiaochun, CHEN Zhimin. Design and Characteristic Study of an Annular Ring Pressure Regulating Valve [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012, 31(6): 1005-1009 (in Chinese)
- [11] 李运泽,袁领双,王浚. 直升机砂尘环境试验风洞的浓度控制策略及仿真[J]. 系统仿真学报, 2005, 17(5): 1241-1243  
LI Yunze, YUAN Lingshuang, WANG Jun. Concentration Control and Simulation of Sand/Dust Environmental Test Tunnel for

- Helicopter[J]. *Journal of System Simulation*, 2005, 17(5): 1241-1243 (in Chinese)
- [12] RUI Wei. A Novel Approach for Modeling of an Injector Powered Transonic Wind Tunnel[C]//26th Chinese Control and Decision Conference, 2014
- [13] DR J, Gobert L. ETW Control System: Design And First Results[R]. AIAA-1994-2514
- [14] CHAN D T, BALAKRISHNA S, WALKER E, et al. Mach Stability Improvements Using an Existing Second Throat Capability at the National Transonic Facility[R]. AIAA-2015-0622
- [15] 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)
- [16] 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)
- [17] 周世豪,丁强伟,史文祥,等. 低噪声流量调节阀流通能力模拟分析及试验研究[J]. *阀门*, 2016(3): 16-18  
ZHOU Shihao, DING Qiangwei, SHI Wenxiang, et al. Flow Capacity Simulation Analysis and Experiment Study of Low Noise Flow Control Valve[J]. *Valve*, 2016(3): 16-18 (in Chinese)
- [18] 周志军. 调节阀阀门定位器智能控制系统的研制[D]. 沈阳:东北大学, 2017  
ZHOU Zhijun. Research on the Intelligence Controls System of the Valve Positioner on Regulating Valve [D]. Shenyang: North-eastern University, 2017 (in Chinese)

## Relativity Research of Total Pressure and Regulating Valve in Continuous Wind Tunnel and Its Application

CHEN Dan, YANG Xiaosong, LI Gang, GUO Shouchun, CHEN Tianyi

(Facility Design and Instrumentation Institute, China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang 621000, China)

**Abstract:** As the main adjusting means of the total pressure for the continuous transonic wind tunnel, the characteristics of regulating valve directly affect the flow field performance of the wind tunnel, therefore, it is important to analyze and establish the correlation between the regulating valve and the total pressure, and it is necessary to select the appropriate regulating valve and its combination accordingly. Firstly, in terms of the pressure regulation principle of the wind tunnel pressure regulating system, combining with the flow characteristics of the regulating valve, the correlation between the position control of the regulating valve and the total pressure control of the wind tunnel is established, then the static test is conducted to verify the relationship. In order to shorten the flow field stability time under the negative pressure of 0.6m continuous transonic wind tunnel, based on the established theory, the valve system is optimized and reformed, and the blowing test is carried out. The results show that the time of optimized Mach number polar curve decreases by 40%~50%, which greatly improves the test efficiency, which further proves that the present analysis is correct and effective, and can provide reference for the design of pressure regulating system in continuous transonic wind tunnel.

**Keywords:** continuous transonic wind tunnel; total pressure control; regulating valve; flow characteristic; Mach number polar curve