

汽车风洞高品质流场气动设计方法

赵峰, 耿子海*, 张超, 孔婷婷, 郭西全, 陈钰婷

比亚迪汽车工业有限公司汽车工程研究院, 广东 深圳

收稿日期: 2024年3月18日; 录用日期: 2024年5月25日; 发布日期: 2024年5月31日

摘要

汽车风洞的高品质流场是指试验段速度稳定且均匀、轴向静压梯度低、湍流度低、背景噪声低以及无低频颤振且低频压力脉动低。本文围绕汽车风洞3/4开口试验段气动构型特点, 结合理论分析、数值仿真和工程估算, 将决定汽车风洞高品质流场的洞体气动轮廓、试验段喷口与收集口匹配关系、湍流度控制措施、背景噪声控制措施以及低频压力脉动控制方法等要素做了初步分析, 研究表明: 1) 气动轮廓决定着流场均匀性和气流偏角; 2) 试验段喷口和收集口匹配关系决定着轴向静压梯度; 3) 收缩段的收缩比、稳定段整流、拐角段整流、风扇段整流、洞壁粗糙元及洞体部段阶差决定着湍流度; 4) 轴流风扇、拐角导流片、消声室决定着背景噪声; 5) 喷口剪切层涡脱频率与风洞及驻室的声振频率决定着低频压力脉动。本文给出了汽车风洞高品质流场气动设计的基本流程与技术路线, 初步形成了一套工程设计方法。

关键词

汽车风洞, 高品质流场, 气动设计

Method of Aerodynamic Design for High-Quality Flow Field of Automotive Wind Tunnel

Feng Zhao, Zihai Geng*, Chao Zhang, Tingting Kong, Xiquan Guo, Yuting Chen

Automotive Engineering Research Institute, BYD Auto Industry Co., Ltd., Shenzhen Guangdong

Received: Mar. 18th, 2024; accepted: May 25th, 2024; published: May 31st, 2024

Abstract

High-quality flow field of automotive wind tunnel involves steady and uniform velocity, low axial static pressure gradient, turbulence intensity and background noise, and no low-frequency fluctu-

*通讯作者。

文章引用: 赵峰, 耿子海, 张超, 孔婷婷, 郭西全, 陈钰婷. 汽车风洞高品质流场气动设计方法[J]. 应用物理, 2024, 14(5): 352-370. DOI: 10.12677/app.2024.145040

ations in the test section. Based on the aerodynamic configuration properties of 3/4 open jet automotive wind tunnel, and by theoretical analysis, numerical simulation and engineering estimation, the thesis conducts a preliminary analysis of the decisive elements of high quality flow field of automotive wind tunnel, including the aerodynamic configuration of wind tunnel, the matching relationship of nozzle and collector, and the method of controlling turbulence intensity, background noise and low-frequency fluctuations. The research shows that: 1) The aerodynamic configuration decides the velocity uniformity and flow angularity; 2) The matching relationship of nozzle and collector decides the axial static pressure gradient; 3) Contraction section, settling chamber, corners and fan section turbulence reduction, the roughness of airline walls and the step of airline sections decide the turbulence intensity; 4) The axial fan, turning vanes and anechoic chamber decide the background noise; 5) The vortex shedding frequency of nozzle shear layer and the sound and vibration frequency of wind tunnel and the plenum decide the low-frequency fluctuations. This paper gives the basic program and technical route of aerodynamic design of high quality flow field in automobile wind tunnel, which has certain engineering reference value.

Keywords

Automobile Wind Tunnel, High Quality Flow Field, Aerodynamic Design

Copyright © 2024 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 前言

随着新能源汽车行业的高速发展,低风阻、低风噪成为乘用车节能与提高续航里程的新热点[1]。汽车风洞是测试新开发车型风阻系数和气动噪声最可靠的试验设备[2]。对于由汽车风洞与测力天平组成的试验系统,汽车风洞流场品质是影响试验数据质量的重要因素[3]。具有高品质流场的汽车风洞在满足新车型气动特性评估试验的同时,还具备开展流动机理研究的基础条件,是能够兼顾新产品工程验证和新技术研发的试验平台[4]。

最早的汽车风洞源于航空风洞,从结构形式上划分有直流式风洞和回流式风洞;从试验段尺寸划分有模型风洞和实车风洞[5]。汽车风洞的发展是随着汽车产品对气动试验能力需求的持续提升而逐步完善的。当 3/4 开口试验段回流结构成为汽车风洞的基本结构形式的情况下,行业内技术人员开始关注该气动构型的气动特性。其中,低频压力脉动是最典型的气动问题[6]。1928 年, Jacobs 风洞设计团队在开口试验段风洞的试验中发现压力脉动现象,提出该现象与风洞尺寸、喷口结构、收集口结构有关[6]。1977 年,欧洲最大的低速风洞 DNW 在建成后的首次调试中,发现在 60 m/s 风速时出现压力脉动现象,在 84 m/s 风速时出现部分结构损坏的情况[6],直接导致该风洞的最大风速就被限制在 80 m/s。我国的汽车风洞发展起步较晚,2003 年,吉林大学建成了汽车试验风洞实验室。2009 年,同济大学全尺寸汽车风洞实验室建成并投入使用。2019 年,中国汽研在重庆建成了国际一流水平的汽车风洞实验室。国内建设的全尺寸汽车风洞气动构型一致,试验段喷口尺寸相当,低频压力脉动的弱化方法都是使用亥姆霍兹谐振腔[6]。2011 年,湖南大学仇健和谷正气研究了汽车风洞收缩段对流场品质的影响[7];2014 年,湖南大学鲍欢欢和谷正气研究了汽车风洞主要结构参数对风洞噪声影响[8]。本文提出汽车风洞高品质流场气动设计方法研究,尝试在系统梳理汽车风洞高品质流场影响要素的基础上,通过总统方案设计、风洞洞体各部位设计以及风洞高品质流场控制措施设计,给出汽车风洞高品质流场气动设计的基本流程与技术路线,初步

形成一套工程设计方法。

2. 风洞高品质流场总体方案设计

汽车风洞的高品质流场评价参数包括参考点动压修正系数、动压稳定性、动压均匀性、局部气流偏角、轴向静压梯度、湍流度、背景噪声、低频压力脉动、边界层厚度、气流温度[9]。其中，动压参考点修正系数是为试验提供准确动压的根本保证；动压稳定性、动压均匀性、气流偏角是试验数据不确定度的影响因素；湍流度会影响边界层转捩位置从而影响试验结果；低频压力脉动存在使风洞产生低频共振的风险，同时会对相关流场参数产生影响[10]。

开展汽车风洞高品质流场总体方案设计，就是在常规风洞设计的基础上进一步研究提升流场品质的方法，制定一条科学合理的技术路线[11]。把 28 m² 汽车风洞试验段喷口面积和最大风速 250 km/h 作为基本设计条件，参考以往工程案例，喷口截面水力直径约为 5 左右，初步确定试验段喷口截面尺寸为 7 m × 4 m。

首先，初步确定风洞洞体气动轮廓为 3/4 开口试验段回流型式。整个风洞洞体回路包括收缩段、试验段、多级扩散段、拐角段、动力段、圆变方过渡段、换热器段和稳定段，风洞气动轮廓图如图 1 所示。基于 3/4 开口试验段的气动构型，即下洞壁为固壁，没有上洞壁和侧洞壁。对于这样的气动构型，因喷口射流剪切层作用产生的涡脱频率与风洞固有模态声振频率重叠时，就会在某个特定风速下产生风洞结构低频振动。为此，汽车风洞总体方案设计中需要将弱化低频压力脉动作为主体内容。

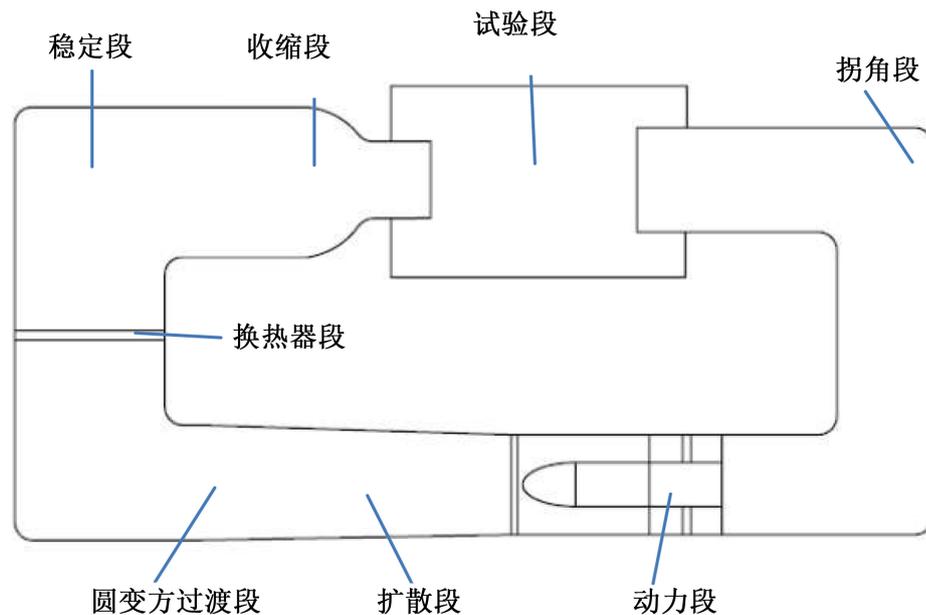


Figure 1. Aerodynamic profile of wind tunnel
图 1. 风洞气动轮廓图

其次，合理选择收缩比并匹配风洞各部段面积。风洞收缩比是低速风洞最关键的参数之一，需要与稳定段整流装置参数合理匹配，使风洞具有较低的湍流度、较高的能量比和合理的工程造价。依据工程经验，较大的收缩比有利于在试验段获得较低的湍流度。但是国外气动声学风洞最新研究表明，采用大收缩比获得的较低的试验段湍流度的频谱特性与真实情况有较大差异[12]，一些研究报告推荐声学风洞使用收缩比在 3~12 范围内，本设计将收缩比定为 6。风洞收缩比确定后，需要优化匹配风洞各主要部段的

面积比例(与试验段面积之比)。这些部段包括扩散段、风扇段和换热器部段等。其主要目标是提高风洞流场品质,降低风洞回路损失。具体表现为:控制风洞回路中不出现流动分离,有利于提高风扇效率并降低换热器损失。根据已有低速风洞设计经验,风扇段与试验段面积比例一般为 2~3 范围内,这样有利于提高风扇效率。

第三是湍流与噪声控制。为了在风洞试验段获得较低的气流湍流度,通常在稳定段整流采用多层阻尼网。阻尼网和收缩段对湍流度的衰减效果可从阻力手册中查询。低速风洞有两个主要噪声源,即风扇噪声和射流噪声,此噪声将沿回路传播。为降低试验段的背景噪声,气动总体设计中通常采取降低风扇噪声、在风洞回路中采用吸声衬里和片式消声器、对拐角导流片作吸声处理、将消声室所包围的试验段、收缩段、收集器、第一扩散段表面作吸声处理。对于扩散段面积比的选择:低速风洞首要要求是较好的流场品质,如此要求扩散段面积比和扩散角具有严格限制,一般要求第一扩散段面积比不大于 2 [13]。换热器部段布置在第三拐角段和第四拐角段之间,其理由是换热器部段是整个风洞回路中面积最大的部段,目的是尽量减小来流速度,控制流动损失。

第四是动压稳定性、动压均匀性、气流偏角和轴向静压梯度控制。气流在风洞回路中稳定运行,其决定性因素是轴流风扇转速的稳定性。为此,需要对电机和变频器做精细化筛选,严格限制电机转速控制精度。动压均匀性和气流偏角由风洞洞体气动轮廓决定。其设计理念是控制风洞回路中不出现流动分离。轴向静压梯度的决定性因素是喷口和收集口,设计中需要对比优选喷口和收集口的匹配关系。

第五是低频压力脉动控制。为弱化低频压力脉动,低频压力脉动成为流场品质影响因素中需要重点考虑的问题。为此,在开展汽车风洞总体设计阶段需要在不同参数条件下,循环迭代试验段喷口剪切层涡脱频率与风洞及驻室声振频率之间的耦合关系,通过使用亥姆霍兹谐振腔弱化低频压力脉动[14]。

3. 风洞洞体各部段气动设计

3.1. 收缩段

在风洞收缩比确定的基础上,需要进一步选择收缩曲线。依据工程经验,工程上常用的收缩曲线有三种,分别是维氏曲线、双三次方曲线和五次方曲线(如图 2 所示)。为保证声学及开口试验段流场品质,对收缩段的内部型面有很高的要求,数值研究结果表明,维辛斯基曲线进口处收缩快,逆压梯度明显,容易导致气流分离,因此采用五次曲线设计收缩型面较多,双三次曲线的也比较常用。本设计中收缩段型面选择五次方曲线,如图 3 所示。

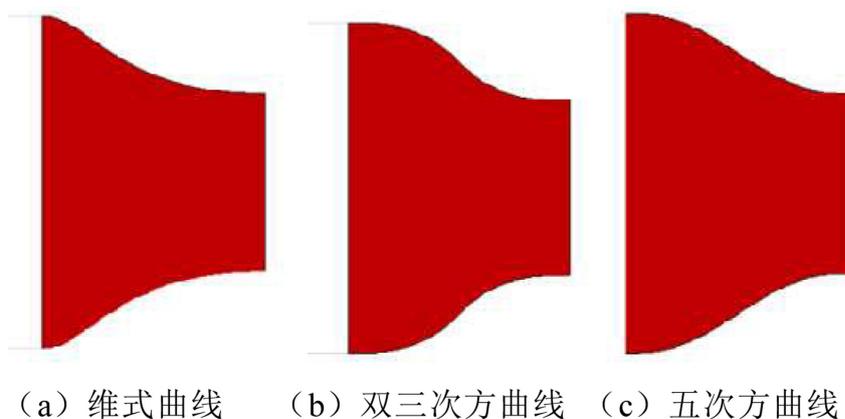


Figure 2. Contraction curve of contraction section

图 2. 收缩段收缩曲线

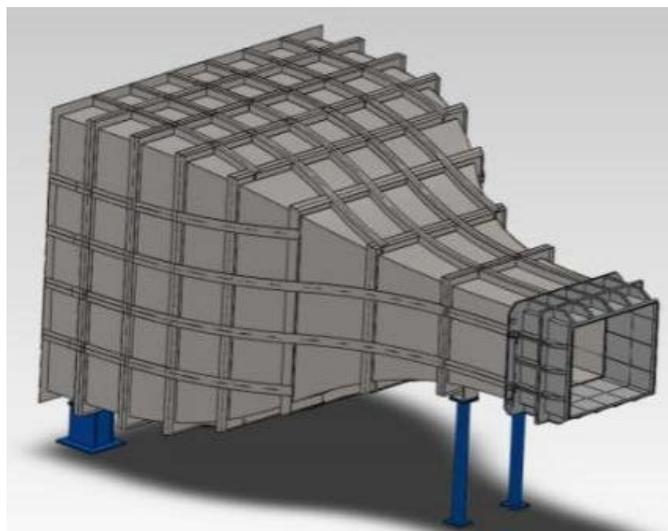


Figure 3. Outline structure of contraction section
图 3. 收缩段外形结构图

3.2. 试验段

对于 3/4 开口试验段, 在喷口截面尺寸确定的条件下, 需要在开口试验段下游匹配设置一矩形截面收集器, 其作用主要是汇集射流气体进入下游第一扩散段。收集器相关的设计要点是调整收集器入口面积使其收集的气体流量与喷口出口流量匹配。试验段喷口与收集口及试验段驻室区域如图 4 所示。

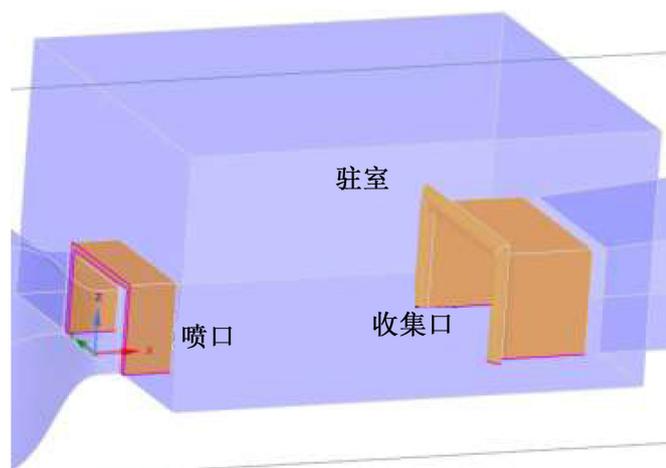


Figure 4. A diagram of test section
图 4. 试验段示意图

3.3. 扩散段

扩散段的作用是使气流在面积逐渐增加的流动通道内逐渐减速升压(如图 5 所示)。它的设计要点是避免流动分离, 并尽量减少扩散段损失。其设计参数主要包括当量扩散角和面积比。研究表明最佳扩散角 $\theta < 5^\circ$ 。当扩散角 $\theta < 5^\circ$ 时, 如果面积比过大或入口速度剖面分布不均匀时也同样有分离的危险[15]。本设计选择三级扩散, 使每段当量扩散角相等, 这样可显著减小过渡扩散段的压力损失, 而且过渡段的初始部分不易发生流动分离。

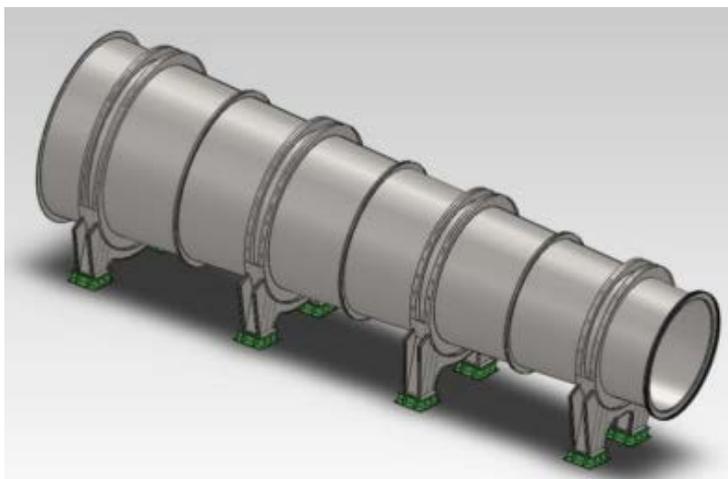


Figure 5. A diagram of diffusion section

图 5. 扩散段示意图

3.4. 圆变方过渡段

圆方过渡段连接低速扩散段和第三拐角段，管道内部要求等面积过渡(如图 6 所示)。

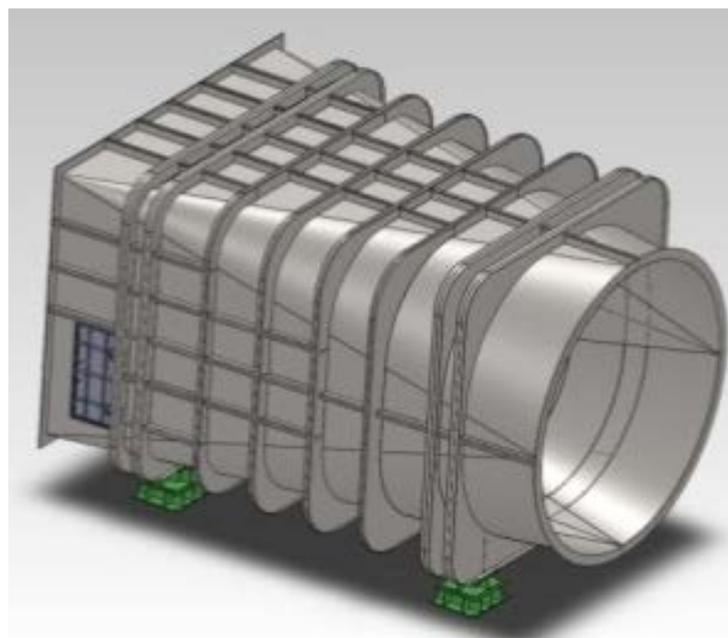


Figure 6. A diagram of circular to rectangular transition section

图 6. 圆变方过渡段示意图

3.5. 拐角段

风洞通过四个 90° 拐角段来实现气流转向在洞体内循环，四个拐角段内均布置有拐角导流片，同时可实现以下两个作用：一是抑制拐角流动分离，减小压力损失；二是改善出口气流流动品质。拐角导流片按剖面形状不同可分为圆弧型、薄片圆弧弯板型以及翼剖面型等不同型式。翼型剖面导流片对来流有较好的适应性，并且出口流场有较好的均匀度。拐角导流片气动轮廓如图 7 所示。

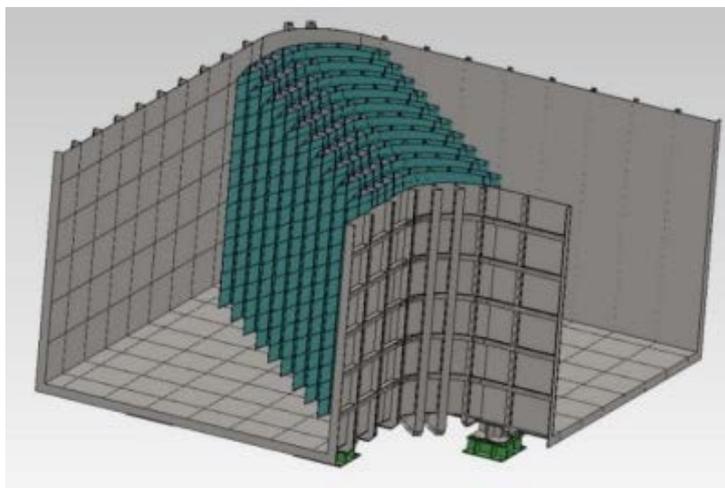


Figure 7. A diagram of corner deflector
图 7. 拐角导流片示意图

3.6. 换热器段

为保证试验过程中气流温度恒定，在风洞内需要布置换热器系统(如图 8 所示)，换热器型式采用圆管翅式，换热器表面换热元材料选用不锈钢或铜，换热器壳体与风洞洞体一致[16]。换热器系统采用闭式循环水冷却，冷却介质为软化水。

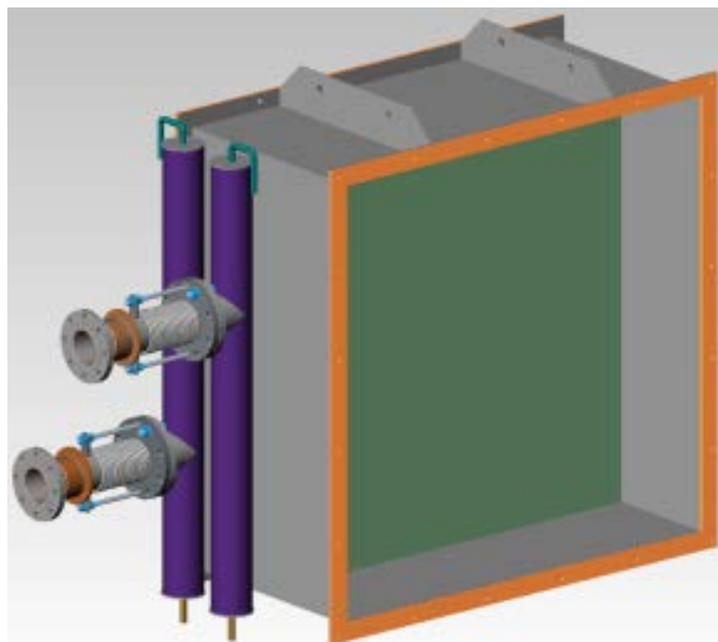


Figure 8. A diagram of heat exchange section
图 8. 换热器段示意图

3.7. 稳定段

稳定段位于收缩段上游，内部设置整流装置，主要作用是风洞收缩段提供均匀、方向性好以及湍流脉动衰减的气流。稳定段设计综合考虑以下因素：一是保证风洞试验段具有良好的入口气流品质；二

是风洞回路具有较小的压力损失；三是风洞回路具有较小的洞体容积。稳定段其设计目标是为收缩段提供均匀稳定的来流(如图 9 所示)。稳定段内布置有蜂窝器和多层阻尼网等整流装置(如图 10 所示)。蜂窝器主要作用是导向和分割来流大旋涡，同时由于壁面对气流的摩擦作用，也有利于改善气流的截面速度分布。该蜂窝器截面为六角形，蜂窝器的长径比取值 $L/D = 20$ ，孔眼对边距离为 10 mm，轴向长度为 200 mm，保证低温下蜂窝器内气流流动为完全发展湍流，可消除气流湍流的横向分量。阻尼网主要用于降低气流的轴向湍流度，同时由于气流通过阻尼网时产生的压降与速度的平方成正比，其轴向速度的均匀性也会得到改善。阻尼网设计参数包括网的阻力系数 k 值、通气率 f 值、层数、网丝直径及网间距等。阻尼网选用规格为 20 目/英寸、网丝为直径 0.25 mm 的不锈钢丝，通气率约为 64%。

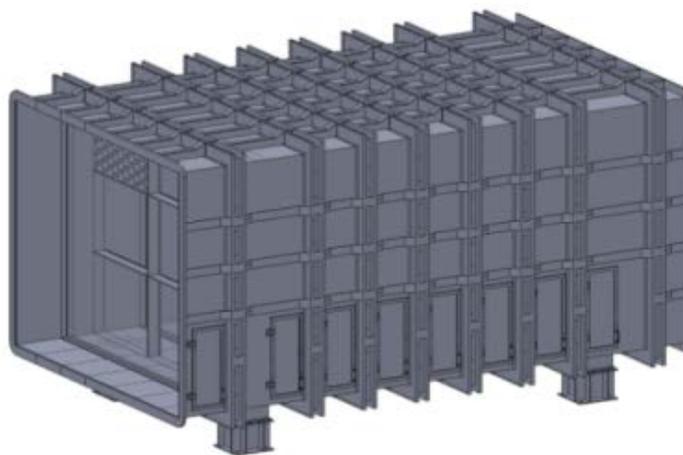


Figure 9. A diagram of control airflow section

图 9. 稳定段示意图



(a) 蜂窝器

(b) 阻尼网

Figure 10. Honeycomb and damping net

图 10. 蜂窝器和阻尼网

3.8. 能量损失估算

在风洞各部位设计完成后，参考流体力学阻力手册中的经验公式计算风洞各部位总压损失系数：开口试验段损失系数如(1)式所示。

$$k_s = 0.1 \frac{L}{D_N} - 0.008 \left(\frac{L}{D_N} \right)^2 \quad (1)$$

式中 L 为试验段长度， D_N 为试验段喷口水力直径。

扩散段损失系数如(2)式所示。

$$k_k = \left(\frac{\lambda}{8 \tan \frac{\theta}{2}} + 3.2 \tan \frac{\theta}{2} \sqrt{\tan \frac{\theta}{2}} \right) \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right] \quad (2)$$

式中 λ 为摩擦阻力系数, θ 为扩散角, D_1 为扩散段入口直径, D_2 为扩散段出口直径。

拐角段损失系数如(3)式所示。

$$k_g = \left[0.1 + \frac{4.55}{(\lg Re)^{2.58}} \right] \quad (3)$$

式中 Re 为拐角导流片特征雷诺数。

风扇段损失系数如(4)式所示。

$$k_{fs} = \lambda \frac{L}{D} + (1 - \eta) r_b^2 (2 - r_b^2) + (0.045 \bar{C} + 0.003) \quad (4)$$

式中 λ 为壁面摩擦阻力系数, L 为风扇段长度, D 为风扇段直径, η 为整流体尾罩扩散效率, 通常取值 0.8, r_b 为整流体最大截面半径与风扇段半径之比, \bar{C} 静叶相对厚度。

蜂窝器损失系数如(5)式所示。

$$k_{fwq} = 1 - \bar{F} + \lambda \frac{L}{D} + (1 - \bar{F})^2 \quad (5)$$

式中 \bar{F} 为蜂窝器阻塞度, L 为蜂窝器长度, D 为蜂窝器孔水力直径。

阻尼网损失系数如(6)式所示。

$$k_{znw} = 1.3(1 - \bar{F}) + \left(\frac{1}{\bar{F}} - 1 \right)^2 \quad (6)$$

式中 \bar{F} 为阻尼网阻塞度。

收缩段损失系数 ξ 值经验公式(7)计算:

$$\xi = 0.32 \cdot \lambda \cdot \frac{L}{D_r} \quad (7)$$

式中: L ——收缩段的长度;

D_r ——收缩段出口截面的当量直径;

λ ——单位长度阻力系数。

风洞各部位总压损失系数计算结果如表 1 所示。

Table 1. Total pressure loss coefficient of each section of wind tunnel

表 1. 风洞各部位总压损失系数表

序号	部段名称	当量面积比	当地阻力损失系数 ξ_i	当量损失系数 ξ_{0i}
1	开口试验段	1	0.25	0.25
2	收缩段	6	0.018	0.0005
3	第一扩散段	1	0.05	0.05
4	第一拐角段	2	0.1	0.025

续表

5	第一回流段	2	0.02	0.005
6	第二拐角段	2.5	0.15	0.024
7	风扇段	2.27	0.056	0.011
8	第二扩散段	3	0.108	0.012
9	第三扩散段	3.5	0.147	0.012
10	圆变方过渡段	5	0.635	0.02
10	第三拐角段	6	0.2	0.012
11	第二回流段	6	0.02	0.00056
12	第四拐角段	6	0.2	0.0056
13	换热器	6	2.5	0.069
14	稳定段	6	0.108	0.003
15	蜂窝器	6	0.54	0.015
16	阻尼网	6	7.2	0.2
总阻力损失系数 $\xi_0 = \sum \xi_{0i}$			0.61	
能量比 $E_R = 1/\xi_0$			1.64	
电机轴功率 P_N (MW)			4 (对应试验段风速 250 km/h)	

由表 1 中数据可知, 气动轮廓及整流装置优化后汽车风洞总阻力损失系数约为 0.61, 风洞能量比约为 1.64, 动力系统驱动电机轴功率约为 4 MW。

计算风洞最大体积流量, 算法见表表达式(8)。

$$Q = V_{\max} A_N = 250 \text{ km/h} \cdot 28 \text{ m}^2 \div 3.6 = 1945 \text{ m}^3/\text{s} \quad (8)$$

部段设计的主要工作是总压损失估算。依据工程经验, 汽车风洞能量比通常为 2 左右, 由此估算轴流风扇压升, 见表表达式(9)。

$$\Delta P_0 Q E_R = \frac{1}{2} \rho V_{\max}^3 A_N, \Delta P_0 = \frac{1}{2 E_R} \rho V_{\max}^2 \quad (9)$$

得 $\Delta P_0 \approx 1815 \text{ Pa}$ 。

通过流量和压升两个基本参数可以明确该风扇属于低压大流量产品。这部分设计内容需要将风扇直径、电机、整流罩等产品和动力段气动轮廓关联在一起, 这必然存在扩散段与试验段的匹配与优化问题。根据已有低速风洞设计经验, 严格控制风扇段面积比和该扩散段的扩散角以提高风扇效率[15]。

轴流风扇气动设计的指导思想是较低的旋转噪声和较高的气动效率[15]。轴流风扇段为风洞内气流运行克服阻力提供动力, 位于第二拐角段下游。风扇段的设计需要兼顾不同运行工况的高气动效率, 同时还要尽可能地降低转速来抑制风扇的气动噪声。基于风洞总体方案和回路损失, 采用基于流线曲率的气动设计方法, 通过反复调整风扇设计参数(风扇直径、桨毂比、桨叶弦长、安装角等), 给出初步的设计结果, 风扇段的气动轮廓和结构三维示意图如图 11 所示。其中, 桨毂比为 $x_b = 0.55$, 风扇桨叶直径选择 9 m, 桨毂直径 4.95 m。依据工程经验, 风扇转速应与风扇轴向气流速度相配合, 对于桨毂比介于 0.5 到 0.7 之间的风扇, 通常叶片的尖部前进比取值 0.20~0.40 时风扇有高的叶片效率。为弱化噪声与气流脉

动, 风扇额定转速控制在 200 rpm 以内。为了提高风扇效率, 采用具有较高的升阻比(翼型最大升阻比达 60~80)的翼型。因为该风洞运转速度范围较宽(7 m/s~70 m/s), 因而风扇叶片需要有较宽的迎角使用范围是有利的, 适合于选择厚度较大、失速角大的翼型。对于给定的风扇压升、风扇转速, 叶片数与叶片弦长的乘积是确定的, 叶片数与弦长成反比关系。若叶片数目过多, 则弦长过小, 会使运转 Re 数降低, 阻力增大, 影响风扇效率, 桨叶数目太少, 可能会引起气流的脉动。综合以上因素, 该风扇转子叶片数为 20 片。风扇段直径为 9 m, 叶尖间隙平均小于 5 mm。由于风扇入口前是第二拐角, 拐角出口气流不均匀, 会恶化风扇入口气流环境, 在这里前导流片主要起导流和支撑的作用, 使风扇入口气流与轴线平行。为了避免共振, 通常前导流片的数目与风扇叶片数目互质。由于风扇入口离拐角近, 气流速度剖面不均匀, 取较多的片数共 17 片, 采用对称的 NACA015 翼剖面。止旋片的作用一方面是为了支撑电机, 一方面是为了克服气流中剩余的旋转, 将气流旋转动能转化为压力能。止旋片的数目以避免共振为前提, 共 17 片。为了使气流流过风扇时有较好的流动状态, 需要布置整流罩, 防止气流分离, 提升风扇入口流动品质并降低风扇出口流动损失。

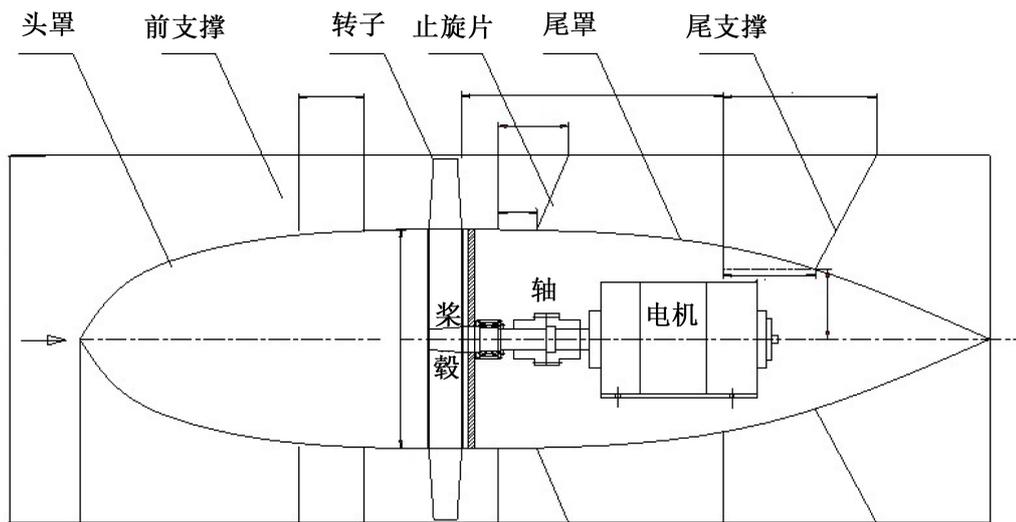


Figure 11. A diagram of fan section
图 11. 风扇段示意图

4. 风洞高品质流场控制措施设计

4.1. 流场均匀性

流场均匀性的首要决定因素是风洞洞体的气动轮廓。对称、平顺是洞体流道匹配流场均匀性的基本条件。流场均匀性的次要决定因素是整流装置的布局。其中拐角导流片满足型面平滑、间距相等。蜂窝器模块组合满足对称条件, 蜂窝器与洞体安装接口保证四周一致。

流场均匀性评价参数是动压场系, 参数表达式如(10)式所示。

$$\mu_i = \frac{q_i - \bar{q}}{\bar{q}} \quad (10)$$

式中, μ_i 为流场中测量点动压系数, q_i 为测量点动压, \bar{q} 为所有测量点平均动压。在气动轮廓确定的条件下, 计算了三种收缩段收缩曲线的流场均匀性, 结果如表 2 所示, 结果表明五次方收缩曲线结果最好, 本设计选择五次方曲线。

Table 2. 50 m/s, uniformity of dynamic pressure field in test section under different contraction curves
表 2. 50 m/s, 不同收缩曲线试验段动压场均匀性

曲线形式	动压场系数
维氏曲线	0.005738
双三次方曲线	0.001518
五次方曲线	0.001473

4.2. 流场稳定性

流场稳定性的首要决定因素是风扇动叶旋转速度均匀, 这需要依靠领先的动力与控制系统。本设计采用大功率交流变频器和电机组成的交流变频驱动系统作为动力设备。为实现风扇电机调速的要求, 动力设备采用变频器矢量反馈控制或者直接转矩控制方式, 通过风扇同轴的速度编码器反馈电机转速, 实现电机转速闭环控制。

4.3. 低湍流度

汽车风洞湍流源包括壁湍流、分离流、旋转机械扰流。对于不同的湍流源, 需要应用不同的控制方法。稳定段的湍流综合整治和收缩段的湍流减小控制是低湍流度控制的重要措施。

对于壁湍流, 需要在气动设计方案中对洞壁内表面粗糙元尺度及与粗糙元尺度对应的流动特性开展计算研究, 壁湍流的产生源于洞壁粗糙元, 粗糙元周围的湍流结构以及不同尺度粗糙元的速度型如图 12 所示。

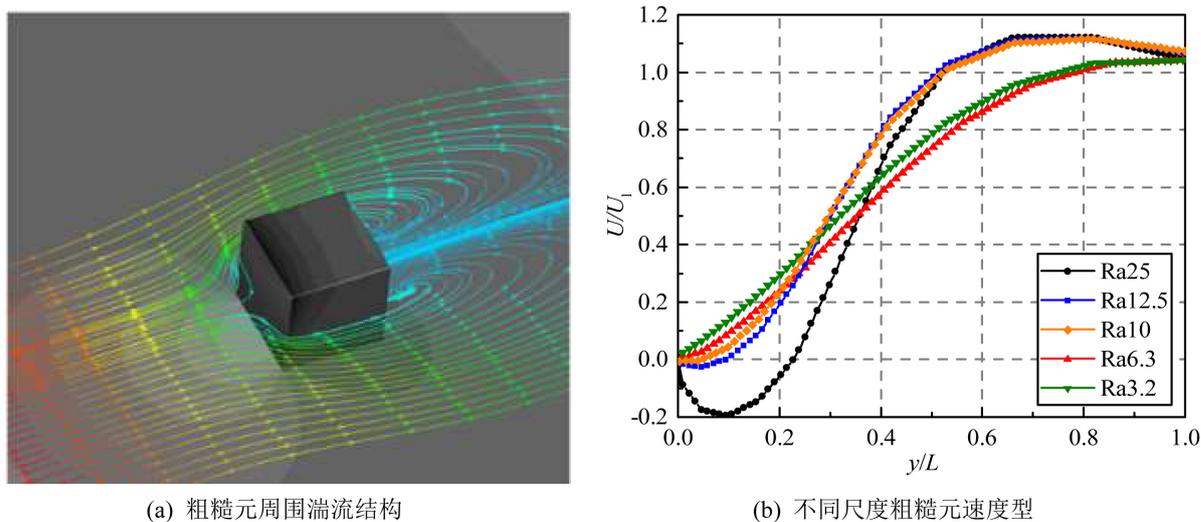


Figure 12. Wall turbulence characteristics
图 12. 壁湍流特性

对于分离流, 汽车风洞的流动分离包括扩散分离和转角分离。通常情况下, 洞体拐角段会出现拐角区域外壁分离和拐角后内壁分离, 流动分离会产生多尺度旋涡, 这会使拐角段之后的流动不均匀而产生速度脉动。转角分离使用拐角导流片控制, 依据工程经验, 导流片有多种不同构型, 不同类型导流片特性如图 13 所示。对于汽车风洞, 双圆弧翼型结构导流片(如图 14 所示)是工程上的最佳选择。

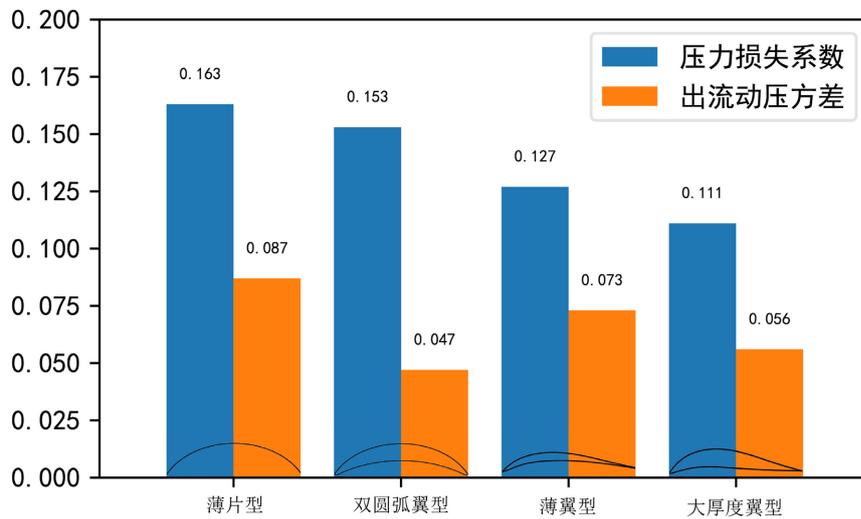


Figure 13. Characteristics of different types of deflectors
图 13. 不同类型导流片特性

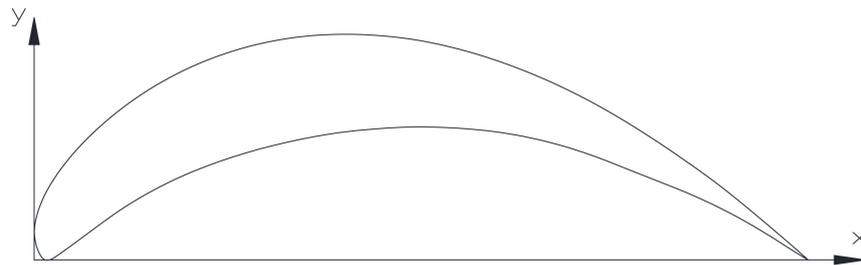


Figure 14. Double arc airfoil deflector
图 14. 双圆弧翼型导流片

对于稳定段综合整流，主要使用蜂窝器和阻尼网对气流的湍流做综合整治。蜂窝器能够切碎大涡并导直气流；阻尼网进一步切碎小尺度旋涡并使流动均匀。收缩段将稳定段综合整治的湍流平稳加速并保持湍流脉动不会发散。

对于旋转机械扰流，使用止旋片控制湍流度，控制效果如图 15 所示。

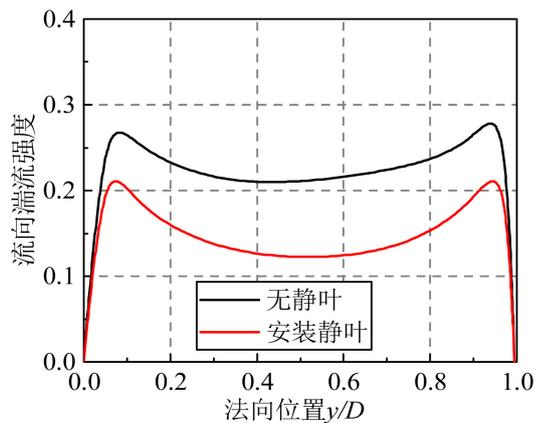


Figure 15. Effect of reverse rotatin control vane
图 15. 止旋叶片控制效果

4.4. 低噪声

风洞声学设计中为降低风洞背景噪声采用的主要降噪措施如下：

采用专门的低噪声风扇系统、并将驱动电机安装于风扇中心体内直接驱动，以减小传动机构的机械噪声；对拐角导流片作吸声处理。其表面贴附有吸声材料，主要作用是降低风扇及回路产生的高频噪声。导流片选用较大弦长以提高其低频降噪能力；将试验段、收缩段出口端和收集器置于消声室内；拐角段、风扇段和第一扩散段的内壁做吸声处理；在开口试验段进行声学试验的情况下，在收缩段出口采取扰流体或柔性材料等射流降噪措施，降低射流噪声。总的来讲，通过风洞回路中的降噪装置，保证风扇噪声传播至噪声监测点时噪声水平；通过射流降噪措施降低射流噪声。

4.5. 低轴向静压梯度

轴向静压梯度的决定性因素是试验段喷口与收集口的截面匹配关系。设计过程中选择了四种不同收集口与喷口的面积比，仿真结果如图 16、图 17 所示，其结果表明面积比 1.48 为最佳，其轴向静压梯度值最小(小于 0.001)。

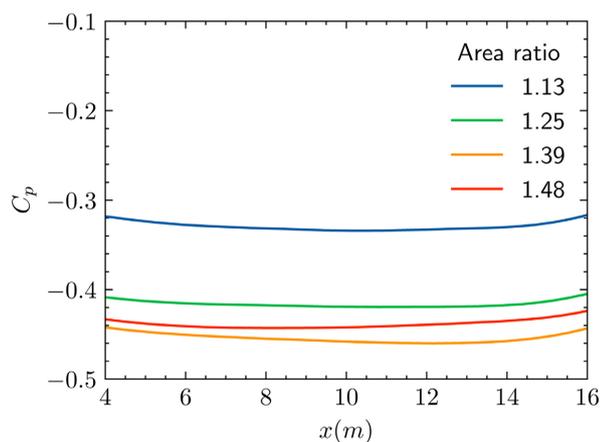


Figure 16. Axial static pressure distribution with different area ratio

图 16. 不同面积比轴向静压分布

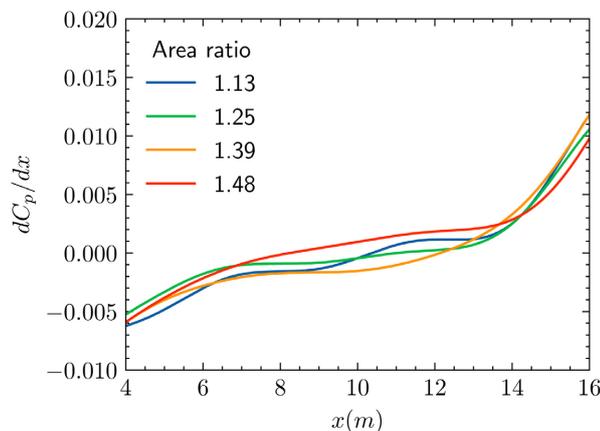


Figure 17. Axial static pressure gradient distribution with different area ratio

图 17. 不同面积比轴向静压梯度分布

4.6. 无低频颤振

开口试验段喷嘴位置的涡脱落是低频压力脉动源,这种剪切涡脱落的频率可根据斯特罗哈数 St 计算,对于 3/4 开口式汽车风洞来说 St 的取值为 0.34。剪切层涡脱落扰动频率按公式(11)计算:

$$f_{jl} = \frac{StU}{d_N} \quad (11)$$

其中 f_{jl} 代表激励频率, U 为来流风速, d_h 表示喷嘴水力直径,不同风速下剪切层涡脱落扰动频率的计算结果如表 3 所示。

Table 3. Calculation data of vortex shedding frequency of nozzle shear layer under different wind speed
表 3. 不同风速下喷嘴剪切层涡脱落频率计算数据表

斯特劳哈尔数 St	来流风速(km/h)	喷嘴水力直径(m)	喷嘴涡脱频率(Hz)
0.34	80	5.09	1.48
0.34	90	5.09	1.67
0.34	100	5.09	1.86
0.34	110	5.09	2.04
0.34	120	5.09	2.23
0.34	130	5.09	2.41
0.34	140	5.09	2.60
0.34	150	5.09	2.78
0.34	160	5.09	2.97
0.34	170	5.09	3.15
0.34	180	5.09	3.34
0.34	190	5.09	3.53
0.34	200	5.09	3.71
0.34	210	5.09	3.90
0.34	220	5.09	4.08
0.34	230	5.09	4.27
0.34	240	5.09	4.45
0.34	250	5.09	4.64

另一个低频压力脉动源是喷嘴到收集口的自激励反馈。从喷嘴后缘脱落的旋涡随主流向下游移动,其移动速度约为中心主流速度的 0.65 倍。到达收集口后缘时旋涡与收集口发生碰撞并破碎,碰撞和破碎过程中产生的压力扰动又继续以 $c-U$ 的速度向上游传递,会在喷嘴作为一种激励或扰动诱导新剪切涡的产生。如此在喷嘴与收集口之间形成一种自激励反馈循环,进一步加剧了测试段内压力扰动。因此,喷嘴与收集口之间的这种自激励反馈机制也会产生新的压力扰动。旋涡从喷嘴脱落,随主流到达收集口的时间计算公式为(12)、(13)、(14),计算结果如表 4 所示:

$$t_v = \frac{L_{jet} + \Delta L}{0.65U} \quad (12)$$

涡流与收集口碰撞并破碎后产生的压力扰动回向传播时间的表达式为

$$t_b = \frac{L_{jet} + \Delta L}{c - U} \quad (13)$$

因此, 自激励反馈所需要的总时间为 $t = t_v + t_b$, 得到自激励反馈循环频率为

$$f = \frac{1}{t} = \frac{1}{t_v + t_b} \quad (14)$$

Table 4. Self-excited feedback cycle frequency of nozzle and collector under different wind speed
表 4. 不同风速下喷口与收集口自激励反馈循环频率

速度 km/h	从喷口到收集口时间(s)	从收集口到喷口时间(s)	自激励频率(Hz)
80	1.25	0.06	0.77
90	1.11	0.06	0.86
100	1.00	0.06	0.95
110	0.91	0.06	1.04
120	0.83	0.06	1.12
130	0.77	0.06	1.21
140	0.71	0.06	1.30
150	0.66	0.06	1.38
160	0.62	0.06	1.46
170	0.59	0.06	1.54
180	0.55	0.06	1.62
190	0.52	0.06	1.70
200	0.50	0.06	1.78
210	0.47	0.06	1.86
220	0.45	0.06	1.93
230	0.43	0.07	2.01
240	0.42	0.07	2.08
250	0.40	0.07	2.15

3/4 开口试验段汽车风洞存在三种声振模态, 一是洞体流道等效的声学吹管声振模态; 二是驻室腔体声振模态; 三是喷口 - 驻室亥姆霍兹声振模态。三种声振频率的估算方如下:

等效声学吹管声振模态频率计算见式 15, 不同模态下具体结果见表 5。

$$f_{cg} = \frac{n \cdot a}{2L} \quad (15)$$

式中 f_{cg} 为等效声学吹管的声振频率, n 为模态阶数, a 为声波速度, L 为风洞流道长度。

Table 5. Frequency of sound vibration under different modes of acoustic blowpipe
表 5. 声学吹管不同模态下声振频率

声振模态	1 阶	2 阶	3 阶
频率(Hz)	0.6	1.3	1.8

对驻室设计尺寸进行验证计算，确保驻室内声学振动模态与风洞洞体回路不发生耦合，或者其耦合模态对应的频率在开口射流主要激励频率范围以外；收集器入口面积比自由射流等质量流量边界大一些，如此有利于减小低频压力脉动幅度；收集器开度可调，其基本开度及可调范围结合试验研究结果给出；最终用于风洞运行的最优开度在声学回路建成后调试过程中确定。驻室腔体的声学振动模态可用一个给定容积内的气柱振动模态简化。矩形容积内的不同振动模态对应的频率可用 16 式计算，不同模态下具体结果见表 6。

$$f_{ac} = \frac{a}{2\sqrt{\left(\frac{l_x}{n_x}\right)^2 + \left(\frac{l_y}{n_y}\right)^2 + \left(\frac{l_z}{n_z}\right)^2}} \quad (16)$$

Table 6. Frequency of sound vibration under different modes in anechoic chamber
表 6. 消声室不同模式下声振频率

n_x	n_y	n_z	F_{ac} (Hz)	n_x	n_y	n_z	F_{ac} (Hz)
1	1	1	4.7	2	1	2	5
1	2	1	5.3	2	1	2	7.1
2	2	2	11.2	3	2	2	11.6
3	2	3	12.4	3	3	3	14.2

喷口 - 驻室亥姆霍兹声振模态计算见式 17。

$$f = \frac{aD_h}{4\pi} \sqrt{\frac{\pi}{V\left(L_{noz} + \pi\frac{D_h}{4}\right)}} \quad (17)$$

喷口 - 驻室亥姆霍兹声振模态下声振频率约为 1.3 Hz。

将风洞喷口涡脱频率、喷口 - 收集口自激励反馈循环频率以及声学吹管、驻室和喷口 - 驻室声振频率结果绘制曲线，结果如图 18 所示。

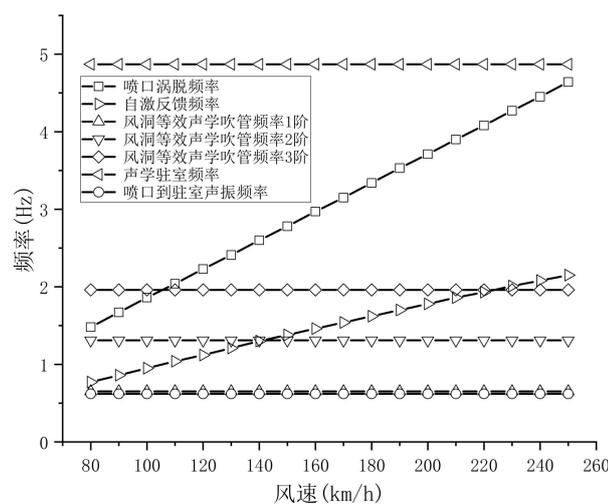


Figure 18. Curves of test section nozzle vortex frequency and wind tunnel different acoustic vibration mode frequency

图 18. 试验段喷口涡脱频率与风洞不同声振模态频率曲线

结合表 3~6 数据和图 18, 可以分析得出: 声学驻室各阶频率避开了其余频率, 声学驻室尺寸参数选择合理。喷口涡脱频率与风洞等效声学吹管三阶模态声振频率存在耦合, 对应风速约为 105 km/h; 喷口-收集口自激励反馈频率与风洞等效声学吹管的二阶模态和三阶模态频率发生耦合, 对应风速分别为 150 km/h 和 230 km/h。

针对上述情况, 需要开展低频压力脉动抑制设计。可借鉴且实效性强的工程方法是亥姆霍兹谐振腔(如图 19 所示)。其中, 105 km/h 是试验常用风速, 在亥姆霍兹谐振腔设计条件匹配阶段需要重点关注。

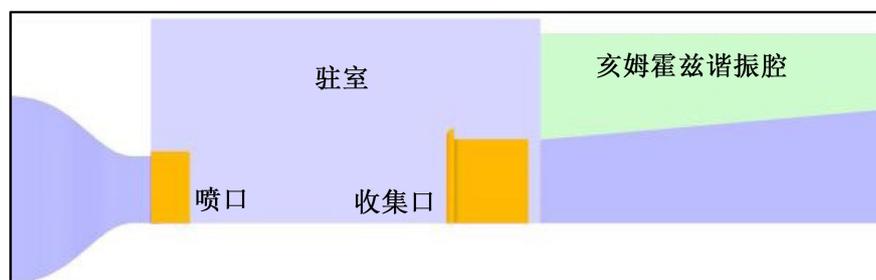


Figure 19. A diagram of Helmholtz resonator
图 19. 亥姆霍兹谐振腔示意图

5. 结论

本文基于新能源汽车低风阻车型开发对风洞高品质流场的试验需求, 在系统梳理流场参数影响因素的基础上, 提出了汽车风洞高品质流场设计的基本流程与技术路线, 初步建立了一套工程设计方法。

总体设计方案中明确了风洞的气动轮廓, 匹配了主要部段面积比, 给出了湍流度、背景噪声、低频压力脉动的设计思路。

风洞洞体各部段设计中优化了各部段的具体参数, 对流场均匀性、气流偏角、总压损失都做了工程估算。

风洞高品质流场控制措施设计中围绕流场均匀性、流场稳定性、低湍流度、低噪声、低轴向静压梯度、无低频颤振等高品质流场需求, 给出了控制措施。

参考文献

- [1] 赵万东. 纯电动汽车车身减阻与电池散热耦合优化研究[D]: [硕士学位论文]. 株洲: 湖南工业大学, 2015.
- [2] 陈力, 杨志刚, 陈羽, 等. T/CSAE146-2020. 汽车整车空气动力学风洞试验 气动力风洞试验方法[S]. 重庆: 中国汽车工程学会, 2020.
- [3] (1990) Aerodynamic Testing of Road Vehicles. J2071-199003. SAE Standard Committee.
- [4] 高丽敏, 刘哲, 蔡明, 刘波, 程昊, 黎浩学. 四种风洞收缩段流场特性对比[J]. 航空动力学报, 2020, 35(8): 1695-1705.
- [5] 刘政崇. 高低速风洞气动与结构设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.
- [6] 王庆洋. 3/4 开口试验段汽车气动-声学风洞低频颤振及抑制手段[R]. 重庆: 中汽中心空气动力学实验室, 2019.
- [7] 张英朝. 汽车空气动力学数值模拟技术[M]. 北京: 北京大学出版社, 2010.
- [8] 仇健, 谷正气. 基于 CFD 的汽车风洞收缩段设计及流场品质分析[D]: [硕士学位论文]. 长沙: 湖南大学, 2011.
- [9] 鲍欢欢, 谷正气. 汽车风洞主要结构参数对风洞噪声影响研究[D]: [硕士学位论文]. 长沙: 湖南大学, 2014.
- [10] 傅立敏. 汽车设计与空气动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011.
- [11] 张清林. 汽车模型风洞关键影响因素研究及数据后处理软件开发[D]: [硕士学位论文]. 长沙: 湖南大学, 2012.
- [12] 胡影俊. HD-2 汽车模型风洞试验数据影响因素分析及其优化[D]: [硕士学位论文]. 长沙: 湖南大学, 2013.

- [13] 李启亮, 陈力, 杨志刚, 徐玉冬. 不同扩散角下汽车风洞试验段轴向静压系数[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2014, 42(8): 1227-1230.
- [14] 杨志刚, 周晓利, 李启良, 贾青. 扩散角对汽车风洞扩散段流动的影响[J]. 实验流体力学, 2010, 24(6): 69-72.
- [15] 廖达雄. 风洞轴流式风扇气动设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 2018.
- [16] 赵兰萍, 宋亚军, 杨志刚. 矩形翅片椭圆换热管束性能[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2016, 44(7): 1096-1100+1129.