

# 支撑板构型提升燃气轮机排气扩压器 气动性能研究

董雨轩, 李志刚, 李军

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

**摘要:** 为提升排气扩压器的气动性能,基于燃气轮机排气扩压器典型支撑板结构,提出了带有弯度的直列支撑板(结构B)和弯扭支撑板(结构C)2种新构型支撑板。采用数值求解三维 Reynolds-Averaged Navier-Stokes(RANS)的方法研究了2种新构型支撑板在4种进气预旋下对排气扩压器气动性能的影响。基于安装典型结构支撑板的排气扩压器的实验测量数据,验证了数值方法的有效性。研究表明:进气预旋为0.35和0.48时,3种不同形状支撑板对排气扩压器总压损失系数没有产生明显的影响,但由于结构B支撑板附近的分离流对出口流动结构影响更大,使得动压系数显著降低,进而导致静压恢复系数下降。结构C支撑板则没有对排气扩压器的静压恢复系数产生明显影响。随着进气预旋增加,结构B和结构C支撑板显著减弱了轮毂附近的角区分离流,使得总压损失系数下降的同时,动压系数有所增加。相比于原始结构支撑板,结构B和结构C支撑板在进气预旋为0.64和0.89时显著增大了排气扩压器的静压恢复系数,其中结构C支撑板将静压恢复系数分别提升16%和23%。所提出的结构C支撑板能够有效提高大进气预旋下排气扩压器的气动性能,有效拓宽了排气扩压器的高效工作范围。

**关键词:** 燃气轮机;排气扩压器;支撑板;气动性能

**中图分类号:** TK269 **文献标志码:** A

**DOI:** 10.7652/xjtuxb202205021 **文章编号:** 0253-987X(2022)05-0209-14



OSID 码

## Study on the Strut Structure in Improving Aerodynamic Performance of Gas Turbine Exhaust Diffuser under Different Inlet Preswirls

DONG Yuxuan, LI Zhigang, LI Jun

(School of Energy & Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** To improve the aerodynamic performance of the exhaust diffuser, two new types of struts: bend strut (structure B) and twist strut (structure C), are proposed in this paper for comparison with the strut of a conventionally typical structure. The aerodynamic performance of the exhaust diffuser with these new struts at four different inlet pre-swirls is numerically computed and analyzed using three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) solutions. The numerical approach is validated based on the experimental measurement data of the exhaust diffuser with the strut of a conventionally typical structure. The results show that when the inlet pre-swirl is 0.35 and 0.48, the struts of these three types of structure have no significant effect on the total pressure loss coefficient of the exhaust diffuser. However, the separation flow near Structure B has a greater impact on the outlet flow, resulting in a significant

收稿日期: 2021-11-08。 作者简介: 董雨轩(1995—),男,博士生;李军(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家科技重大专项资助项目(2017-V-0008-0058)。

网络出版时间: 2021-12-24

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20211223.1949.002.html>

decrease in the dynamic pressure coefficient, which in turn leads to a decrease in the static pressure recovery coefficient. Structure C has no significant effect on the static pressure recovery coefficient of the exhaust diffuser. With the increase of the inlet pre-swirl, Structures B and C significantly weaken the corner separation flow near the hub, so that the total pressure loss coefficient decreases while the dynamic pressure coefficient increases. Compared with the strut of a conventionally typical structure, Structures B and C significantly increase the static pressure recovery coefficient of the exhaust diffuser when the inlet pre-swirl is 0.64 and 0.89, and Structure C increases the static pressure recovery coefficient by 16% and 23% respectively. Namely, Structure C can improve the aerodynamic performance of the exhaust diffuser at high inlet pre-swirls and widen its efficient operating range.

**Keywords:** gas turbine; exhaust diffuser; strut; aerodynamic performance

燃气轮机作为一种重要的热功转换设备,具有结构紧凑、热效率高特点。排气扩压器作为燃气轮机的核心部件之一,可以将动力涡轮出口燃气的部分动能经过减速扩压过程转化为排气扩压器出口的静压(一般为环境压力),进而降低动力涡轮出口背压,提升动力涡轮的膨胀比,增加动力涡轮的功率输出<sup>[1]</sup>。Farokhi 的研究结果表明,排气扩压器的静压恢复系数每增加 0.1,燃气轮机整机的功率输出可提升 0.8%<sup>[2]</sup>。如今,诸如燃烧室、涡轮等部件已具有相当高的效率,进一步提升这些部件效率的成本和难度均较大,而排气扩压器气动性能的提升仍有相当大的余地。在这种背景下,探究提升排气扩压器气动性能的方法具有重要的意义。

燃气轮机在实际运行过程中,涡轮旋转效应和叶顶间隙泄漏流及动叶尾迹流均会对排气扩压器入口及内部流场产生显著影响<sup>[3]</sup>。文献[4-6]分别实验和数值研究了进口旋流对燃气轮机排气扩压器气动性能的影响,结果表明适当的进气预旋有利于改善排气扩压器外壳体壁面的流动分离,进而提升其静压恢复能力,但进气偏转角大于 20°后,排气扩压器的气动性能会显著下降。Hirschmann 等实验测量了排气扩压器进口总压分布对排气扩压器气动性能的影响,研究表明合适的进口总压分布有利于提升排气扩压器的静压恢复性能<sup>[7]</sup>。Volkmer 等采用上游壳体壁面的间隙射流和下游轮毂壁面的科恩达射流来抑制排气扩压器内的流动分离,取得了良好的效果<sup>[8]</sup>。Schaefer 等验证了进口阻塞则通过影响排气扩压器内部的二次流结构影响有效通流面积,进而影响排气扩压器的气动性能<sup>[9]</sup>。文献[10-11]分别实验和数值调查了动力涡轮尾迹流对排气扩压器气动性能的影响,结果表明尾流和二次流的混合效应是造成环形扩压器内分离流重新附着的原因。

Mihailowitsch 等针对不同强度的叶尖泄漏流导致的涡轮级和排气扩压器之间的气动干涉进行了研究,结果表明间隙泄漏流有利于吹除排气扩压器壁面的低动能流体,抑制壳体壁面的流动分离,提升排气扩压器的性能<sup>[12]</sup>。Bauer 等数值研究了燃气轮机排气扩压器在设计负荷、部分负荷和超负荷运行工况下的内流流场型态和压力恢复性能,研究指出进口旋流和总压分布对排气扩压器气动性能具有显著影响<sup>[13]</sup>。

排气扩压器的结构对其气动性能有着重要的影响,钟兢军等通过数值方法研究了入口收缩段对燃气轮机排气系统内部流场和气动性能的影响<sup>[14]</sup>。文献[15-17]采用多目标优化设计方法设计了排气结构型线,数值结果表明优化设计方案相比于原始设计降低了排气结构的总压损失系数,提高了静压恢复系数。黄恩德等采用非轴对称设计方法优化了排气扩压器壳体,优化设计型线抑制了排气扩压器内流动分离,提高了扩压器的气动性能<sup>[18]</sup>。Brown 等综合开展了进口流动条件和几何结构的参数变化对排气扩压器性能影响的敏感性研究,指出进口马赫数分布和支撑板附近环形壁面的扩张角对排气扩压器性能有更显著的影响<sup>[19-20]</sup>。

支撑板作为排气扩压器内的核心结构,一方面可以减弱排气扩压器出口的旋流,另一方面则可加强排气扩压器外壳体的稳定性和作为冷却气和润滑油的通道,但支撑板的存在也会导致排气扩压器内的流动状态更加复杂,进而对排气扩压器的气动性能产生影响。文献[21-22]基于 24 个导向叶片和 6 个支撑板结构的 PGT10 燃气轮机排气扩压器,实验和数值研究了支撑板对排气扩压器流场型态和气动性能的影响,结果表明支撑板的存在会显著增大排气扩压器内的流动损失。董雨轩等探究了支撑板

的型线和径向倾斜设计方法以及支撑板布局方式对排气扩压器气动性能的影响<sup>[23]</sup>。Vassiliev 等对 GT26 燃气轮机排气扩压器的支撑板在压气机流量增大工况下进行了气动优化,优化后的支撑板使得排气扩压器排气损失减少并增加了发动机的整机性能<sup>[24]</sup>。Siorek 等实验测量了支撑板交错安装角度对排气扩压器气动性能的影响,研究表明支撑板交错安装对靠近轮毂壁面附近的流场影响更为显著,对壳体壁面附近的流场影响较小<sup>[25]</sup>。

尽管有较多关于排气扩压器气动性能探究的文献,但在这些研究中,排气扩压器多采用常规的直列对称支撑板。在高进气预旋下,这种典型支撑板会由于前缘附近进气攻角增大而导致排气扩压器气动性能降低。基于 PGT10 燃气轮机排气扩压器典型支撑板结构,本文提出并设计了带有弯度的直列支撑板(结构 B)和弯扭支撑板(结构 C)2 种新构型支撑板。在验证数值方法可靠的基础上,对比研究了 4 种进气预旋下 3 种不同构型支撑对排气扩压器气动性能的影响,指出了弯扭支撑板(结构 C)能够有效提高高进气预旋下排气扩压器的气动性能。

1 排气扩压器模型

图 1 给出了 PGT10 排气扩压器模型的实验件几何示意图。排气扩压器模型轴向总长度 550 mm,轮毂直径  $d_i$  为 87 mm,排气扩压器入口外径  $D_i$  为 150 mm,出口外径  $D_o$  为 261 mm。

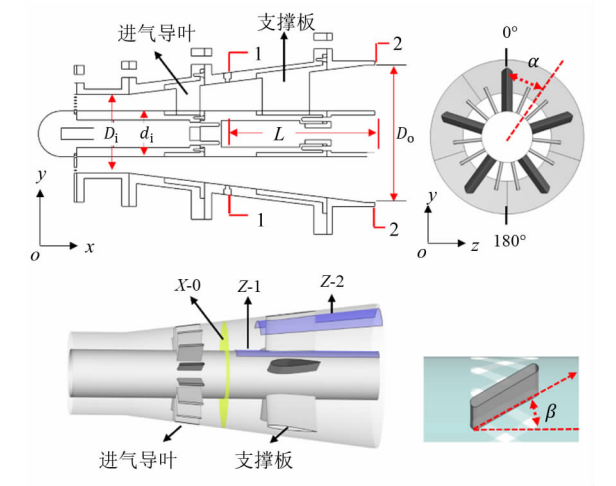


图 1 排气扩压器几何结构图

Fig. 1 Diagram of the exhaust diffuser geometry

在排气扩压器模型进气部分安装有 15 个沿周向均匀分布的进气导叶(IGV),进行实验测量时可更换不同偏转角  $\beta$  的进气导叶,进气导叶后方的流场可用于模拟真实燃气轮机中动力涡轮出口即排气

扩压器入口的尾迹流和旋流。测量截面(1-1)作为排气扩压器的参考入口截面。排气扩压器内安装有 5 个沿周向均匀分布的支撑板,支撑板采用常规的 NACA 叶型。

在排气扩压器外壳体壁面及参考入口截面(1-1)和出口截面(2-2)布置有压力探头测点。图 1 中截面 X-0 对应排气扩压器参考入口截面 1-1,Z-1 截面为近轮毂壁面,Z-2 截面为 90% 支撑板叶高截面。表 1 给出了排气扩压器的主要几何结构参数。

表 1 排气扩压器几何参数

Table 1 Parameters of exhaust diffuser geometry

| 参数              | 数值  |
|-----------------|-----|
| $d_i/\text{mm}$ | 87  |
| $D_i/\text{mm}$ | 150 |
| $D_o/\text{mm}$ | 261 |
| $L/\text{mm}$   | 300 |
| 进气导叶            | 15  |
| 支撑板             | 5   |

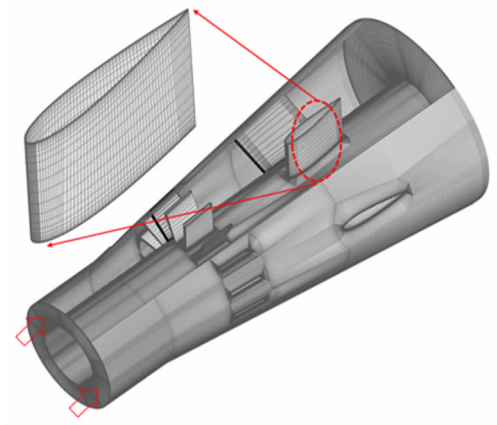
2 数值方法和验证

采用 ANSYS-FLUENT18.0 数值求解三维 Reynolds-Averaged Navier-Stokes(RANS)方程,研究了不同进气预旋下排气扩压器的流场结构和气动性能。表 2 给出了数值方法。图 2 给出了计算域的网格示意图及网格无关性验证结果。数值计算调用了壁面函数,壁面网格进行加密处理,保证壁面附近的  $Y^+$  值小于 1。当计算收敛残差小于  $10^{-6}$  且 1 000 个计算步内监测压力波动小于 0.1% 时认为计算收敛。网格无关性验证结果表明,当网格数达到约 560 万时,监测点压力基本不再变化,选用 560 万网格数进行数值计算,经过不同湍流模型的比较后选用

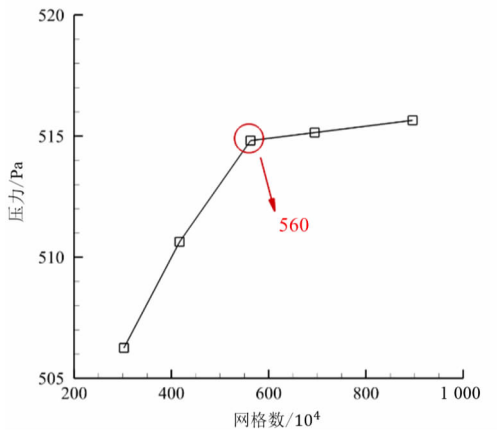
表 2 数值计算相关设置

Table 2 Numerical calculation settings

| 求解类型   | 稳态                                    |
|--------|---------------------------------------|
| 流体     | 理想气体                                  |
| 入口边界条件 | 速度 $Re=2.3\times10^5$                 |
| 出口边界条件 | 环境压力                                  |
| 求解方法   | Simple                                |
| 离散方式   | Second order upwind                   |
| 湍流模型   | Realizable $k-\epsilon$ Enhanced-壁面函数 |
| 壁面性质   | 绝热,无滑移                                |
| 网格数    | $5.6\times10^6$                       |



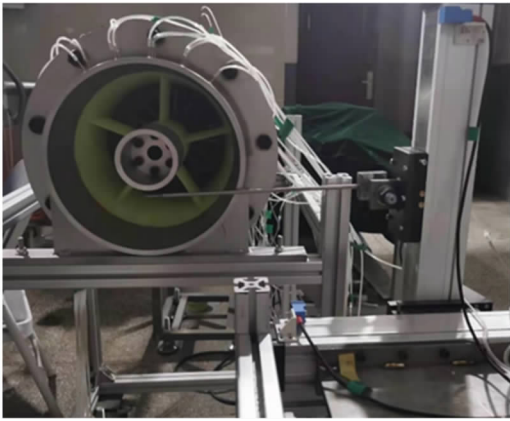
(a)排气扩压器计算网格



(b)网格无关性验证

图 2 排气扩压器计算网格和网格无关性验证  
Fig.2 Mesh of the exhaust diffuser and the verification of grid independence

Realizable  $k-\epsilon$  湍流模型。数值计算的边界条件与实验测量边界条件相同,实验测量结果来自于课题组搭建的排气扩压器气动性能测试实验平台,图 3 给出了排气扩压器气动性能实验件和测量系统。



(b)排气扩压器测量系统

图 3 排气扩压器气动性能实验件和测量系统

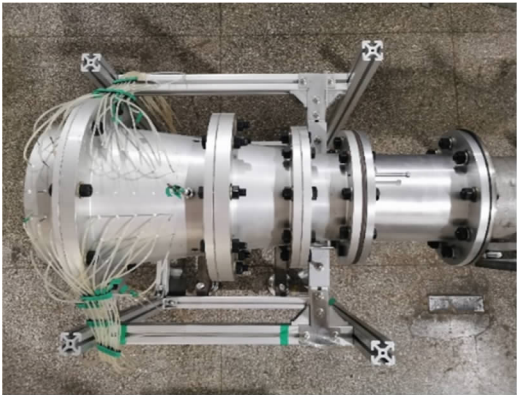
Fig.3 Test model of the exhaust diffuser and the measurement system

图 4 分别给出了进气导叶无偏转和进气导叶偏转  $30^\circ$  时,参考入口截面上的速度沿径向变化和排气扩压器壳体壁面上静压沿轴向变化的实验值 (EXP) 与计算值 (CFD)。如图所示,在进气导叶无偏转时,数值计算可以很好地预测参考入口截面上的速度场及排气扩压器壳体壁面上的压力场,在进气导叶偏转  $30^\circ$  时,数值计算基本捕捉到了速度场和压力场的变化趋势,但预测精度有所降低。这是因为当进气导叶偏转  $30^\circ$  时,支撑板前缘的进气攻角较大,支撑板附近(图 4 蓝色圆圈)会形成严重的流动分离现象,排气扩压器内的流动更加复杂,导致数值计算的预测精度有所降低。

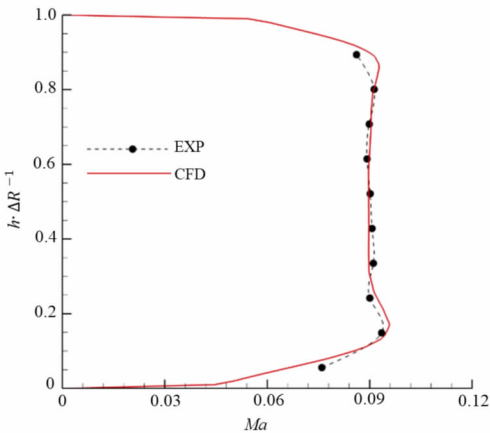
静压恢复系数定义为

$$C_p = (\bar{p}_{s2} - \bar{p}_{s1}) / (\bar{p}_{t1} - \bar{p}_{s1}) \quad (1)$$

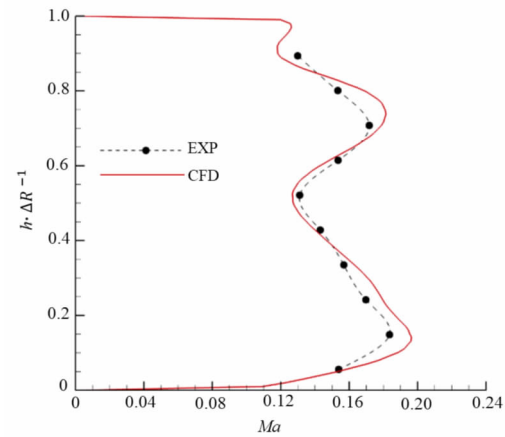
式中: $\bar{p}_{s1}$  为参考入口截面平均静压; $\bar{p}_{s2}$  为排气扩压器出口截面平均静压; $\bar{p}_{t1}$  为参考入口截面平均总压。该系数反映了排气扩压器静压恢复能力的大



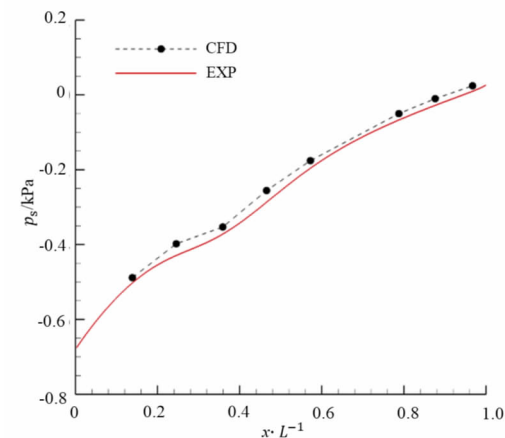
(a)排气扩压器试验件



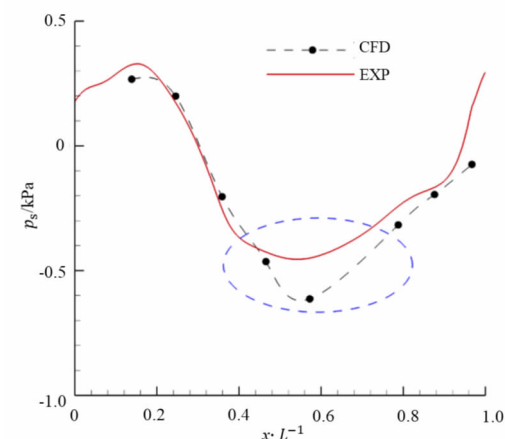
(a) $\beta=0^\circ$ 时速度沿径向变化



(b) $\beta=30^\circ$ 时速度沿径向变化



(c) $\beta=0^\circ$ 时压力沿轴向变化



(d) $\beta=30^\circ$ 时压力沿轴向变化

图 4 速度径向变化和压力轴向变化的实验与数值计算结果  
Fig. 4 Experimental and numerical calculation results of radial velocity and axial pressure

小,是评价排气扩压器性能的核心指标。

表 3 则给出了实验测量与数值计算得到的排扩压器的静压恢复系数,数值计算得到的静压恢复系

数值略低于实验测量值。结合前文对速度场和压力场的预测精度分析,可以认为数值计算结果是可靠的,选用的  $k-\epsilon$  湍流模型能够预测排气扩压器内的流场形态和气动性能。

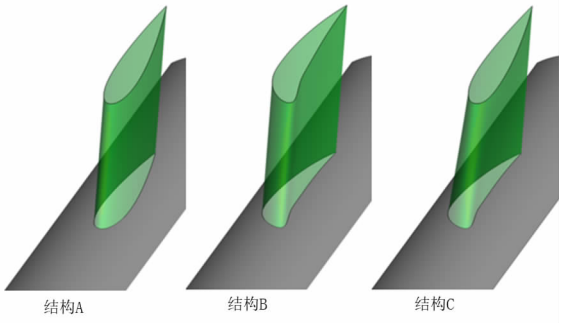
表 3 实验与数值计算的静压恢复系数

Table 3 Experimental and numerical calculation of static pressure recovery coefficient

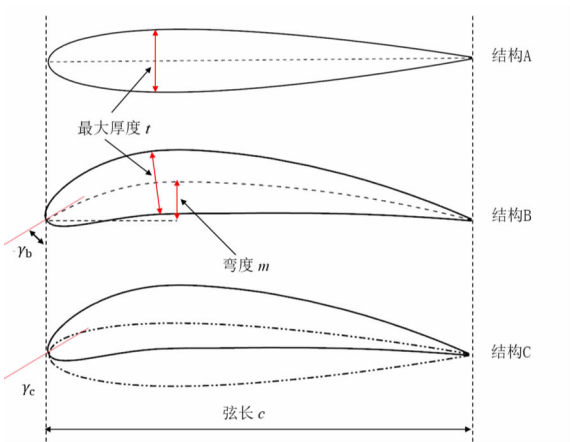
| $\beta/(^\circ)$ | $C_p$ |         |
|------------------|-------|---------|
|                  | EXP   | CFD     |
| 0                | 0.594 | 0.581 3 |
| 30               | 0.214 | 0.191 7 |

3 支撑板构型

图 5 给出了 3 种不同形状的支撑板结构示意图,其中:结构 A 为原始结构,是一种常用的典型支撑板结构;结构 B 支撑板的叶型中线具有一定的弯度(m)。结构 A 和结构 B 均为直列支撑板。结构 A 采用了 NACA0015 叶型曲线;结构 B 采用了 NACA9315 叶型曲线,其叶型型线前缘的构造角  $\gamma_b$  约为  $30^\circ$ 。结构 C 支撑板在轮毂壁面的型线与结构



(a) 支撑板三维图



(b) 支撑板型线

图 5 支撑板三维图和型线

Fig. 5 Three-dimensional diagram and the profile of the strut



B 相同,在外壳体壁面的型线则与结构 A 相同,型线由内轮毂至外壳体平滑渐变,形成三维弯扭构型支撑板。支撑板前缘线垂直于内轮毂壁面,在轮毂壁面型线的前缘点和尾缘点分别和外壳体壁面型线的前缘点和尾缘点重合。3 种支撑板具有相同的最大厚度和轴向弦长。

通过改变排气扩压器模型中进气导叶的偏转角  $\beta$  (如图 1 所示),可以在支撑板上游排气扩压器参考入口截面 X-0 上获得不同的进气预旋, X-0 截面上的进气预旋定义为

$$\bar{\varphi} = v/u \quad (2)$$

式中:  $v$  为切向分速度;  $u$  为轴向分速度。

考虑到动力涡轮变工况条件下的出口旋流波动范围,本文设置了 4 种导叶偏转角,进行了 4 种进气预旋 ( $\bar{\varphi}=0.35, 0.48, 0.64, 0.89$ ) 下的数值计算,探究在不同进气预旋下,不同构型支撑板对排气扩压器气动性能的影响。

## 4 结果分析与讨论

静压恢复系数与排气扩压器进出口动压差及总压差的关系如下式所示

$$C_p = \frac{\bar{p}_{s2} - \bar{p}_{s1}}{\bar{p}_{t1} - \bar{p}_{s1}} = \frac{(\bar{p}_{t2} - \bar{p}_{d2}) - (\bar{p}_{t1} - \bar{p}_{d1})}{\bar{p}_{t1} - \bar{p}_{s1}} = \frac{\bar{p}_{d1} - \bar{p}_{d2}}{\bar{p}_{t1} - \bar{p}_{s1}} - \frac{\bar{p}_{t1} - \bar{p}_{t2}}{\bar{p}_{t1} - \bar{p}_{s1}} \quad (3)$$

当排气扩压器结构发生变化时,排气扩压器内的总压损失也会发生变化,但总压损失系数的增加或减少并不是影响静压恢复系数变化的唯一因素。因为排气扩压器内掺混流动的增加可能导致排气扩压器出口流动更加均匀,且阻塞效应降低,进而导致排气扩压器的动能损失减少。为了更好地解释影响排气扩压器静压恢复性能的主要因素,定义总压损失系数  $C_{pt}$  和动压系数  $C_d$

$$C_{pt} = (\bar{p}_{t1} - \bar{p}_{t2}) / (\bar{p}_{t1} - \bar{p}_{s1}) \quad (4)$$

$$C_d = (\bar{p}_{d1} - \bar{p}_{d2}) / (\bar{p}_{t1} - \bar{p}_{s1}) \quad (5)$$

$C_{pt}$  反映了排气扩压器内压力损失的大小,  $C_d$  反映出可以转化为排气扩压器出口静压的流体动能的大小,即在不考虑总压损失的理想情况下,排气扩压器静压恢复系数可以达到的最大值。

结合式(3)~式(5),可以得到  $C_p$ 、 $C_d$ 、 $C_{pt}$  之间的关系为

$$C_p = C_d - C_{pt} \quad (6)$$

### 4.1 总压损失

图 6 给出了在不同进气预旋下 3 种排气扩压器

的总压损失系数,图 7 和图 8 则给出了在进气预旋分别为 0.35 和 0.89 时, Z-1 和 Z-2 截面上的流线及速度云图。

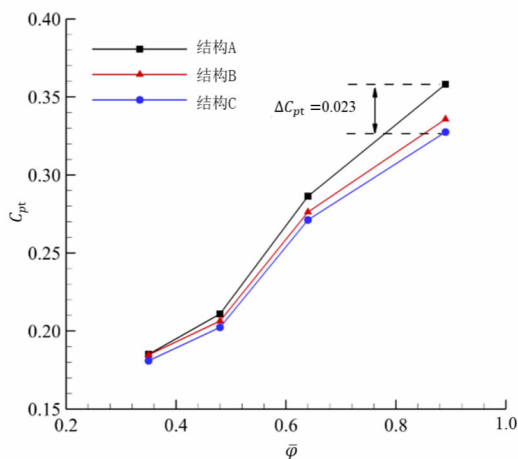
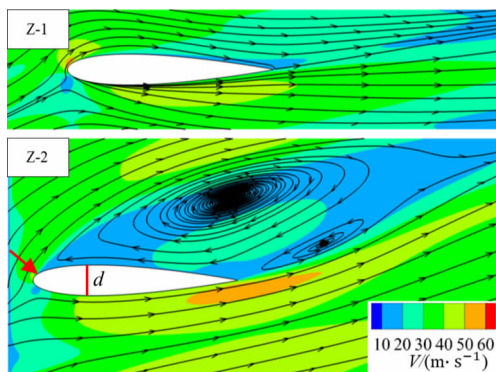


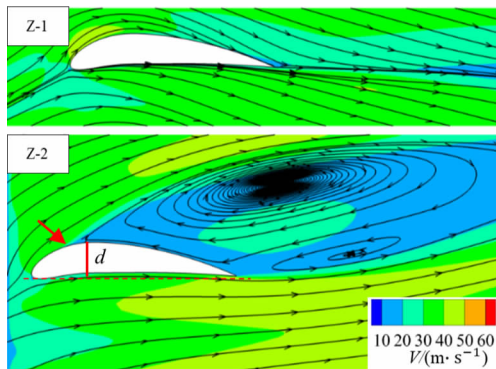
图 6 不同进气预旋下排气扩压器的总压损失系数

Fig. 6 Total pressure loss coefficient of exhaust diffusers variation versus inlet pre-swirls

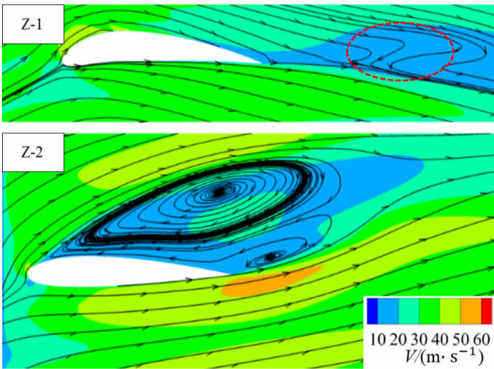
观察图 7 和图 8 可以发现,进气预旋为 0.35 时,在靠近轮毂附近,流体流过支撑板时,受科恩达效应的影响,流体能较好地附着在支撑板表面,没有显著的流动分离现象发生。由于排气扩压器外壳体是扩张型壁面,流体在排气扩压器内为减速扩压流



(a) 结构 A 支撑板



(b) 结构 B 支撑板



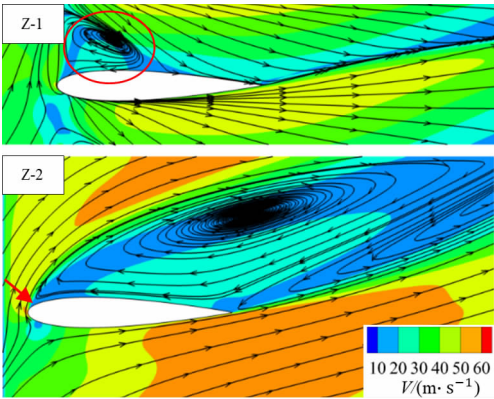
(c)结构 C 支撑板

图 7 支撑板附近的流线和速度云图( $\bar{\varphi}=0.35$ )

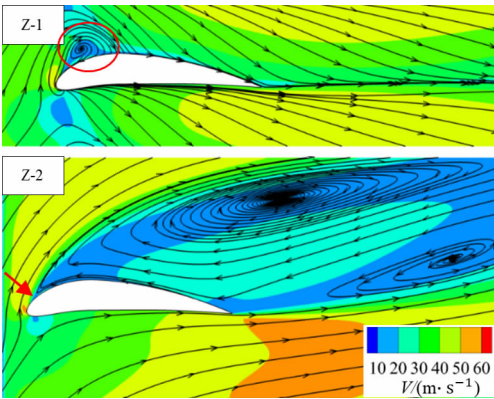
Fig. 7 Streamlines and velocity contours near the strut ( $\bar{\varphi}=0.35$ )

动,流体在外壳体附近的流动分离更加剧烈。进气预旋为 0.89 时,支撑板前缘的进气攻角增大,科恩达效应不再明显,流体在 Z-1 面和 Z-2 截面均发生了范围更大的流动分离。这也是排气扩压器的总压损失系数随进气预旋的增加而增加的主要原因。

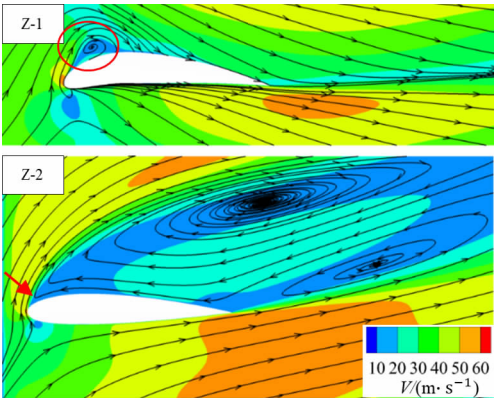
如图 7 所示,与原始典型支撑板(结构 A)相比,在 Z-2 截面上,结构 B 支撑板由于前缘具有一定的弯度,支撑板附近的分离点更靠后(图 7(b)红色箭



(a)结构 A 支撑板



(b)结构 B 支撑板



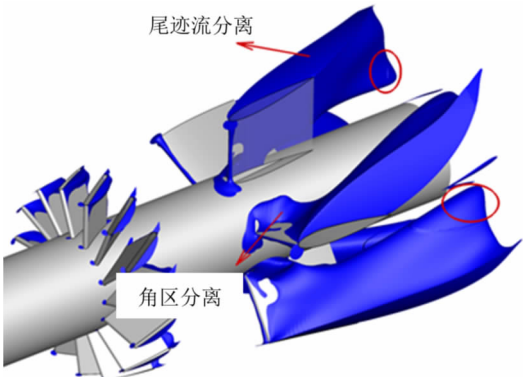
(c)结构 C 支撑板

图 8 支撑板附近的流线和速度云图( $\bar{\varphi}=0.89$ )

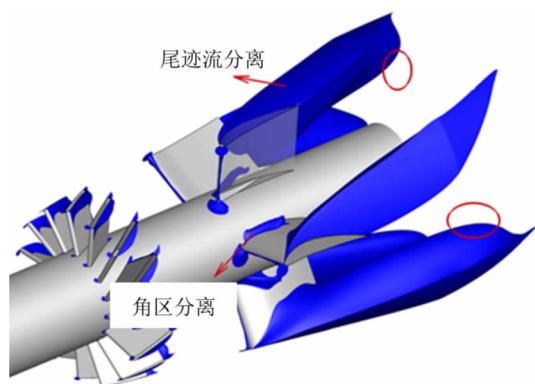
Fig. 8 Streamlines and velocity contours near the strut ( $\bar{\varphi}=0.89$ )

头),但同时结构 B 支撑板在轴向方向的投影宽度  $d$  更大,导致了支撑板对流体的阻塞效应更强,进而导致了流体在支撑板附近分离区域的影响范围更大。结构 C 支撑板虽然避免了在外壳体附近造成更大的流动分离范围,但其尾迹流在靠近轮毂附近与主流有更明显的干涉(图 7(c)红圈)。最终,在进气预旋为 0.35 时,3 种不同形状支撑板对排气扩压器总压损失系数没有产生明显的影响。图 8 则表明,进气预旋为 0.89 时,与结构 A 支撑板相比,结构 B 和结构 C 支撑板在轮毂附近的流动分离有所减弱(图 8 红圈),这得益于 2 种结构支撑板前缘弯度减弱了来流攻角。这使得结构 B 和结构 C 支撑板显著降低了排气扩压器内的总压损失系数。同时,在 Z-2 截面,与进气预旋为 0.35 时不同,结构 B 支撑板一侧的流动分离点(图 8 红色箭头)不再明显滞后于结构 A。3 种结构支撑板一侧均在 Z-2 截面发生了剧烈的流动分离。

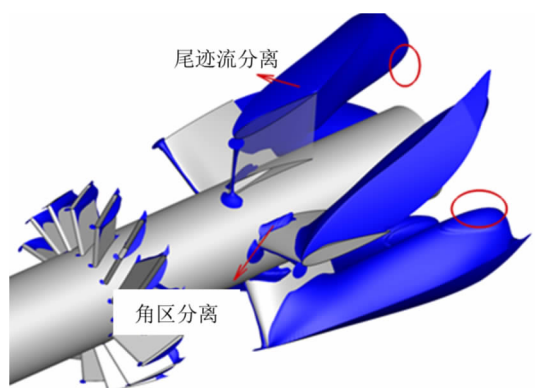
图 9 给出了进气预旋为 0.89 时,排气扩压器内  $u=-1$  m/s 的分离流等值面示意图,在排气扩压器



(a)结构 A 支撑板



(b) 结构 B 支撑板



(c) 结构 C 支撑板

图 9 排气扩压器分离等值面图( $\bar{\varphi}=0.89$ )Fig. 9 Separation ISO-contours of the exhaust diffusers ( $\bar{\varphi}=0.89$ )

内部,主要存在进气预旋导致的尾迹流分离区和支撑板与轮毂间的角区分离。对比 3 种形状支撑板产生的分离泡可以发现,结构 B 和结构 C 支撑板显著减弱了支撑板和轮毂之间的角区分离泡,且对尾迹分离流也有一定的削弱作用(如图 9 红圈所示)。这会使得排气扩压器内分离流导致的阻塞效应减弱,增大排气扩压器内的有效通流面积,进而改善流动结构,减少流动损失。

图 10 给出了进气预旋为 0.89 时,排气扩压器出口截面上总压损失系数沿径向分布的曲线。如图所示,不同结构支撑板对排气扩压器出口靠近外壳附近的总压分布影响较小,对靠近轮毂附近的总压分布影响较大;相比于结构 A 支撑板,结构 B 和结构 C 支撑板均不同程度的减小了排气扩压器出口截面上靠近轮毂壁面的总压损失。结合前文分析可知,这是因为结构 B 和结构 C 支撑板显著减弱了支撑板和轮毂之间的角区分离,进而降低了流动损失。

#### 4.2 动压系数

图 11 给出了不同进气预旋下,3 种结构排气扩

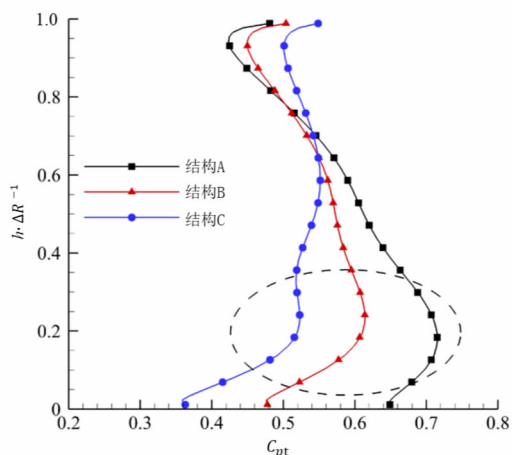
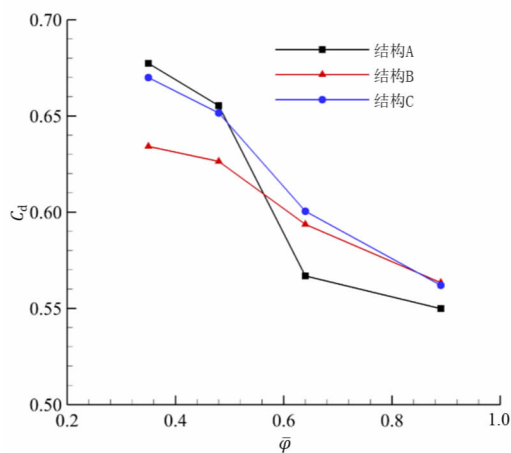
图 10 排气扩压器出口总压损失系数沿径向分布 ( $\bar{\varphi}=0.89$ )Fig. 10 Radial distribution of the total pressure loss coefficient at the outlet of the exhaust diffuser ( $\bar{\varphi}=0.89$ )

图 11 不同进气预旋下排气扩压器的动压系数

Fig. 11 Dynamic pressure coefficient of exhaust diffusers variation versus inlet pre-swirls

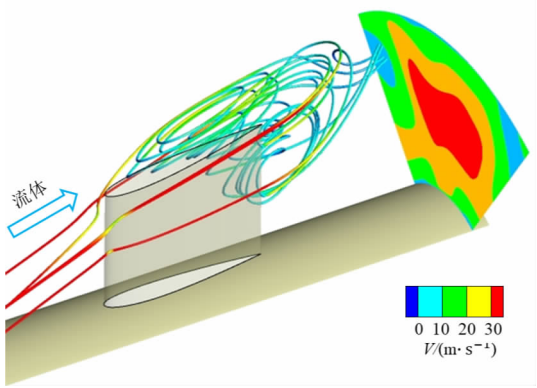
压器的动压系数随进气预旋的变化情况。动压系数体现了排气扩压器内可转化为出口静压的流体动能的大小。如图所示,在进气预旋为 0.35 和 0.48 时,结构 B 支撑板对应的排气扩压器的动压系数显著低于原始结构,结构 C 支撑板对应的排气扩压器的动压系数与原始结构没有明显差异。在进气预旋为 0.64 和 0.89 时,相比于原始结构,结构 B 和结构 C 支撑板均显著提升了排气扩压器的动压系数。在相同的进气条件下,动压系数取决于排气扩压器出口动压,即出口流动状态。不同形状的支撑板会导致排气扩压器内不同的流动状态,进而形成不同的出口流动结构。



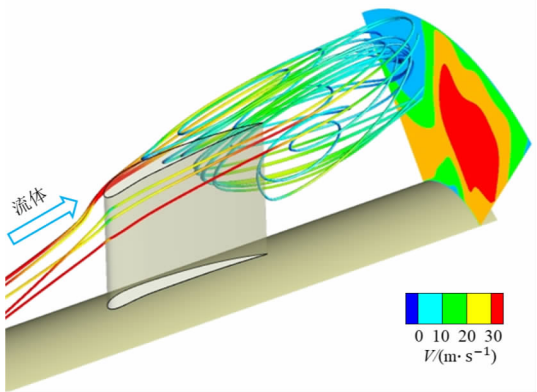
图 12 给出了进气预旋为 0.35 时,靠近壳体附近支撑板两侧的三维流线图及出口截面速度云图。如图所示,排气扩压器出口截面上的低速区域主要是支撑板附近的分离尾迹流导致的。对比 3 种支撑板形成的分离流结构可以发现,结构 B 支撑板附近的分离流直接影响到了出口截面,结构 A 和结构 C 附近的分离流范围小于结构 B 附近的分离流。这使得结构 A 和结构 C 支撑板对应的出口截面上的

低速区域更小,速度大小分布相对均匀,也就导致动压损失更小,动压系数更大。

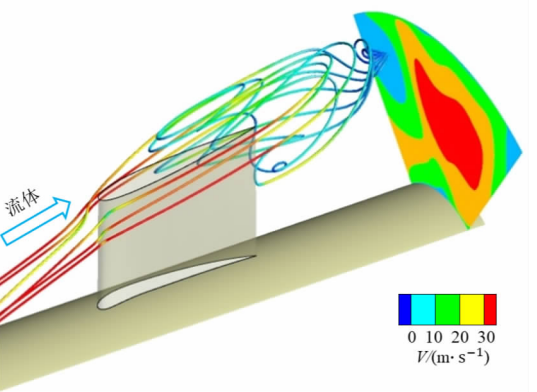
图 13 给出了进气预旋为 0.89 时,支撑板附近的三维流线图和排气扩压器出口截面的速度云图。图中绿色流线和红色流线分别为支撑板两侧的流的



(a)结构 A 支撑板

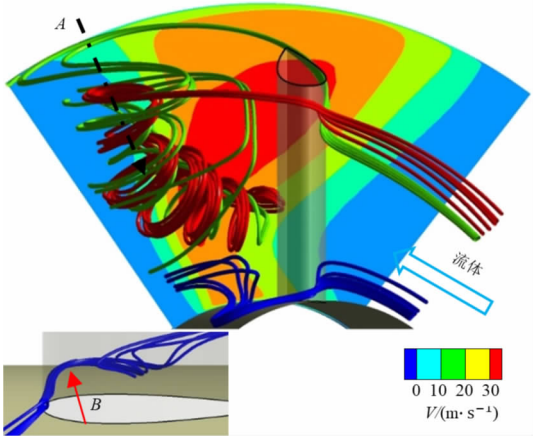


(b)结构 B 支撑板

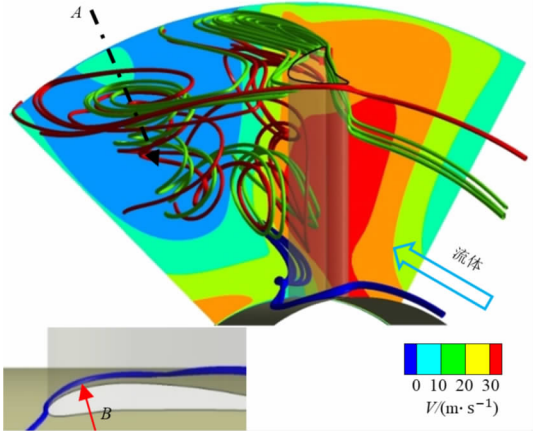


(c)结构 C 支撑板

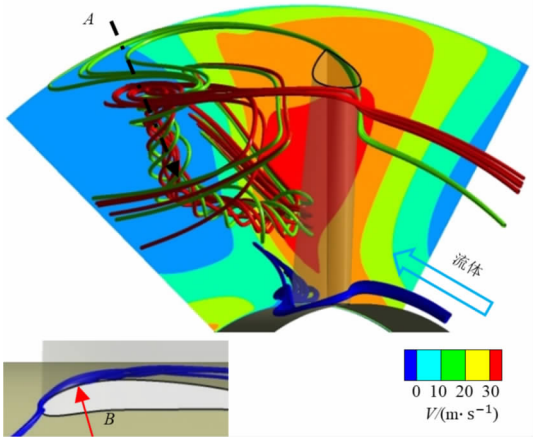
图 12 壳体附近三维流线及出口截面速度云图( $\bar{\varphi}=0.35$ )  
Fig. 12 Three-dimensional streamline near the shell and velocity contours at exit section ( $\bar{\varphi}=0.35$ )



(a)结构 A 支撑板



(b)结构 B 支撑板



(c)结构 C 支撑板

图 13 壳体附近三维流线及出口截面速度云图( $\bar{\varphi}=0.89$ )  
Fig. 13 Three-dimensional streamline near the shell and velocity contours at exit section ( $\bar{\varphi}=0.89$ )

线,蓝色流线则是靠近轮毂壁面附近的流线。

如图 13 所示,支撑板两侧的流线在支撑板尾缘附近相互掺混,形成卷积涡(图 13 位置 A),且该涡有向轮毂壁面迁移的趋势。对比 3 种支撑板靠近轮毂附近的流线(图 13 位置 B)可以发现,在大进气预旋条件下,结构 A 支撑板由于前缘没有弯度,靠近轮毂壁面附近的流体分离更加剧烈,且有被卷积涡向上卷起的趋势。结构 B 和结构 C 支撑板则不存在这种现象,这最终导致结构 B 和结构 C 支撑板对应的出口截面上的速度云图分布相近,但与结构 A 支撑板对应出口截面上的速度云图分布差异较大。结构 A 支撑板对应出口截面上的低速区延伸到靠近轮毂附近,且影响范围更大,这意味着出口流场分布更加不均匀,流动损失会更大,动压系数更小。图 12 和图 13 很好解释了图 11 中反映的 3 种不同结构支撑板在不同进气预旋下的动压系数变化规律。

### 4.3 静压恢复性能

静压恢复系数是评价排气扩压器静压恢复能力的核心指标,图 14 给出了不同进气预旋下排气扩压器的静压恢复系数。

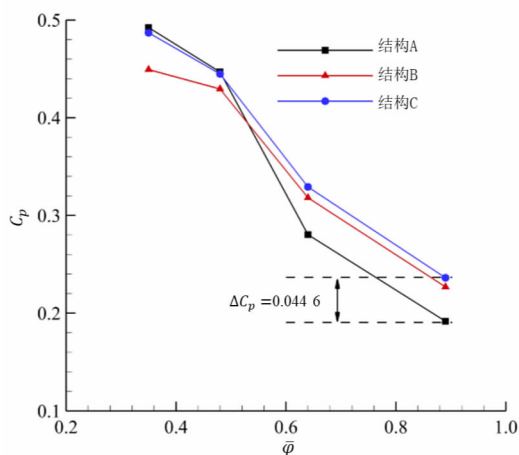


图 14 不同进气预旋下排气扩压器的静压恢复系数

Fig. 14 Static pressure recovery coefficient of exhaust diffusers variation versus inlet pre-swirls

如图 14 所示,随着进气预旋的增加,排气扩压器的静压恢复系数会急剧下降。这一方面是因为排气扩压器的总压损失会随着进气预旋的增加而增加,另一方面则是动压系数会随着进气预旋的增大而减小。与原始结构(结构 A)支撑板相比,在进气预旋分别为 0.35 和 0.48 时,结构 B 支撑板对应排气扩压器的静压恢复系数显著降低,结构 C 支撑板对应排气扩压器的静压恢复系数则与结构 A 支撑板没有明显差异。在进气预旋为 0.64 和 0.89 时,

结构 B 和结构 C 支撑板对应的静压恢复系数均高于结构 A 支撑板。结合式(6)、图 6 和图 11 可知,这是因为在进气预旋为 0.35 和 0.48 时,3 种结构支撑板对应的总压损失系数没有明显差异,但结构 B 支撑板由于降低了排气扩压器的动压系数,最终导致静压恢复系数降低。在进气预旋增大为 0.64 和 0.89 时,结构 B 和结构 C 支撑板靠近轮毂附近的流动分离更小,导致总压损失下降明显,且出口流动结构有所改善,动压系数上升,最终导致静压恢复系数有所增加。

图 15 给出了壁面静压曲线位置。图 16 给出了进气预旋为 0.35 时,壁面上 6 个周向位置的静压恢复系数沿轴向的变化,图中 L 和 T 分别表示支撑板的前缘和尾缘。

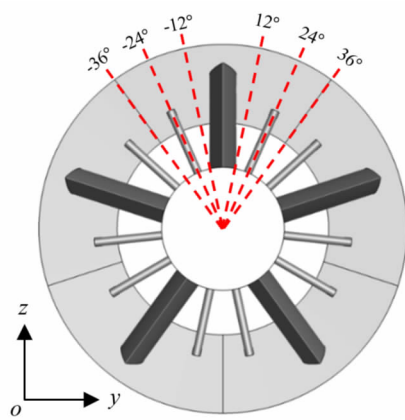
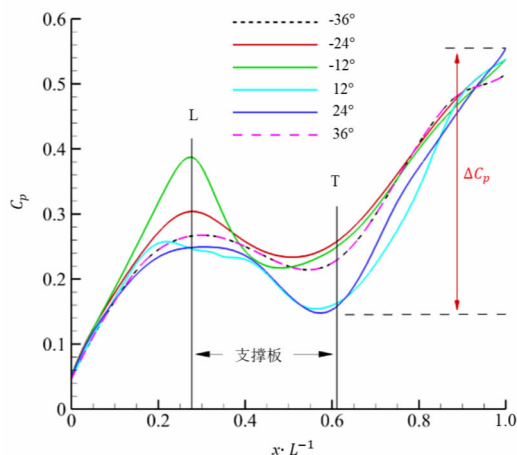


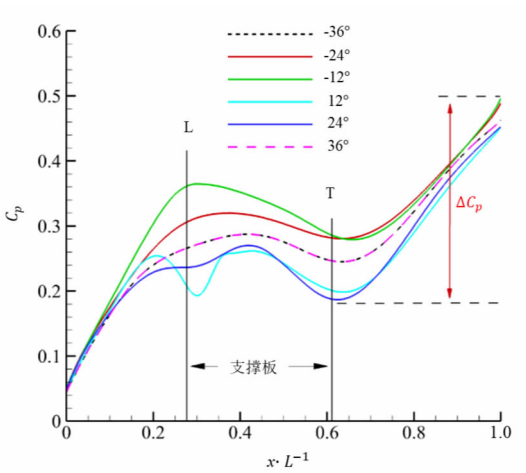
图 15 壁面静压曲线位置示意图

Fig. 15 Schematic diagram of the position of the wall static pressure curve

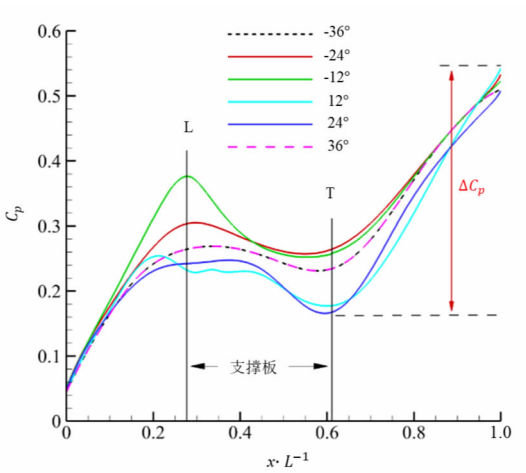
如图 16 所示,壁面静压在支撑板前缘附近会达到一个峰值。这是因为在支撑板前缘附近会形成一个气流滞止区域,部分流体动压会转化为静压。观



(a) 结构 A 支撑板



(b)结构 B 支撑板



(c)结构 C 支撑板

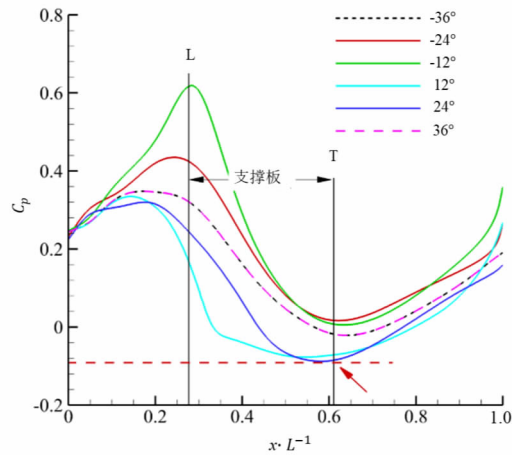
图 16 壳体壁面静压恢复系数沿轴向分布( $\varphi=0.35$ )

Fig. 16 The distribution of the static pressure recovery coefficient along the axial direction on the shell wall ( $\varphi=0.35$ )

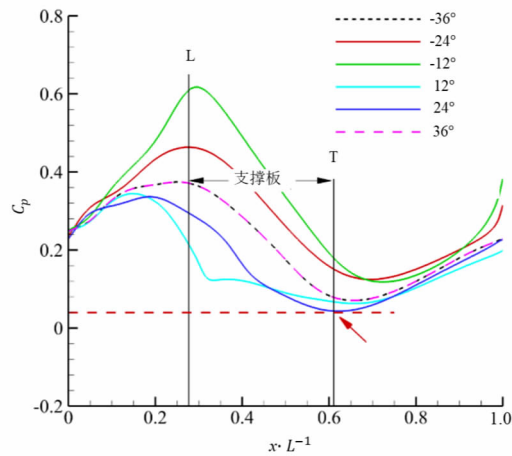
察图 16 可以发现,  $-12^\circ$  位置上的曲线形成的静压恢复系数峰值最大。这是因为存在进气旋流时, 气流对支撑板前缘靠近来流方向一侧的冲击更强, 在该侧的滞止效应也更强, 对另一侧的冲击则弱一些。静压恢复系数在支撑板附近会迅速下降, 在支撑板尾缘附近达到最低值。这一方面是因为支撑板的存在导致排气扩压器内的通流面积减小, 流体加速, 静压转化为动压; 另一方面则是由于支撑板附近的流动分离导致总压损失增加, 进而导致静压下降。流体在流过支撑板尾缘后, 静压恢复系数开始上升, 对比 3 种结构支撑板对应的静压恢复系数上升曲线可以发现, 整体而言, 结构 A 和结构 C 支撑板尾缘后的静压恢复能力更强, 这与图 14 体现的静压恢复系数规律一致。

图 17 给出了进气预旋为 0.89 时壁面上 6 个周向位置上的静压恢复系数沿轴向的变化。对比图 16 可以发现, 进气预旋增大后在支撑板附近的静压下降更显著。由前文分析可知, 这是由于进气预旋增加导致支撑板附近流动分离加剧导致的。在流体流过支撑板尾缘后, 静压恢复系数缓慢上升, 且在靠近出口附近, 静压恢复速度有所增加。对比 3 种结构支撑板尾缘附近的静压分布可以发现, 与结构 A 支撑板相比, 整体而言, 在结构 B 和结构 C 支撑板尾缘附近的静压更高(如图 17 红色箭头所示), 但结构 A 支撑板附近壁面静压的周向差异更小, 分布更加均匀。

图 18 给出了进气预旋为 0.89 时排气扩压器出口截面上静压恢复系数沿径向的变化。如图所示, 当径向高度比大于 60% 后, 排气扩压器出口静压恢复系数在靠近外壳体附近有显著增加的趋势。这是因为在靠近外壳体附近存在大量低动能流体, 流体

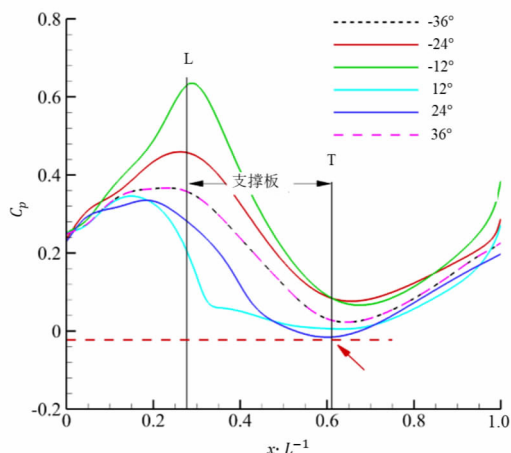


(a)结构 A 支撑板



(b)结构 B 支撑板





(c)结构 C 支撑板

图 17 壳体壁面静压恢复系数沿轴向分布 ( $\bar{\varphi}=0.89$ )

Fig. 17 The distribution of the static pressure recovery coefficient along the axial direction on the shell wall ( $\bar{\varphi}=0.89$ )

速度相对更低,静压相对更高。对比 3 种结构支撑板可以发现,结构 B 与结构 C 支撑板对应排气扩压器的静压恢复系数分布曲线相近,但远大于结构 A 支撑板对应排气扩压器的静压恢复系数分布。这与图 14 反映的静压恢复系数大小规律一致。

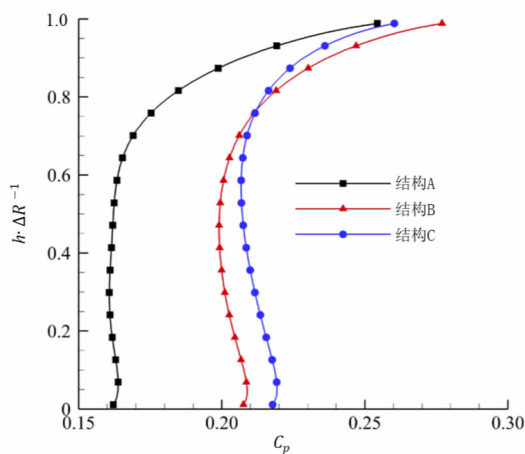
图 18 排气扩压器出口静压恢复系数沿径向分布 ( $\bar{\varphi}=0.89$ )

Fig. 18 Radial distribution of the static pressure recovery coefficient at the outlet of the exhaust diffuser ( $\bar{\varphi}=0.89$ )

## 5 结 论

为提升燃气轮机排气扩压器在不同进气预旋工况下的气动性能,本文基于传统的排气扩压器支撑板结构,提出并设计了带有弯度的直列支撑板(结构

B)和弯扭支撑板(结构 C)两种新构型支撑板。对比分析了在 4 种进气预旋条件下 3 种支撑板结构对排气扩压器的流场型态和气动性能的影响,得出如下结论。

(1)在不同进气旋流条件下,结构 B 和结构 C 支撑板均不同程度降低了排气扩压器的总压损失系数。进气预旋为 0.35 时,在靠近壳体附近,结构 B 支撑板附近分离点更靠后,但阻塞宽度增加导致分离范围增大;结构 C 支撑板避免了在外壳体附近造成更大的流动分离范围,但支撑板的尾迹流与主流有更明显的干涉。这最终使得结构 B 和结构 C 支撑板虽略微降低了排气扩压器的总压损失系数,但影响有限。进气预旋大于 0.35 后,随着进气预旋的增加,结构 B 和结构 C 支撑板显著减弱了轮毂附近的角区分离,使得排气扩压器的总压损失系数显著下降。

(2)在不同进气旋流条件下,结构 B 和结构 C 支撑板对排气扩压器的动压系数产生了不同影响。进气预旋为 0.35 时,由于结构 B 支撑板一侧的分离流更靠近出口,对出口流动结构影响更大,导致动压系数显著低于结构 A 和结构 C 支撑板。在进气预旋大于 0.64 后,结构 B 和结构 C 支撑板由于减弱了靠近轮毂附近的分离流,改善了出口流动结构,进而增大了排气扩压器的动压系数。

(3)结构 C 支撑板有效地提高了高进气预旋下排气扩压器的气动性能进而拓宽了排气扩压器的高效工作范围。相比于典型结构 A,结构 B 支撑板虽然在进气预旋为 0.64 和 0.89 时增大了排气扩压器的静压恢复系数;在进气预旋为 0.35 和 0.48 时,由于动压损失增大,静压恢复系数有所降低。结构 C 支撑板在进气预旋为 0.35 和 0.48 时没有对排气扩压器的静压恢复系数产生明显影响;在进气预旋为 0.64 和 0.89 时,显著提升了排气扩压器的静压恢复系数,静压恢复系数在两种进气预旋下分别相对提升约 16% 和 23%。

(4)在进行支撑板设计时,靠近轮毂壁面的型线前缘构造角应尽可能接近动力涡轮排气气体的旋流角,靠近外壳体壁面的型线应采用传统对称型线。这种弯扭构型支撑板一方面可以提升排气扩压器在设计工况下的气动性能,在变工况运行条件下亦可拓宽排气扩压器的高效工作范围。

## 参考文献:

[1] VASSILIEV V, IRMISCH S, ABDEL-WAHAB S, et



- al. Impact of the inflow conditions on the heavy-duty gas turbine exhaust diffuser performance [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(4): 041018.
- [2] FAROKHI S. A trade-off study of rotor tip clearance flow in a turbine/exhaust diffuser system [C]// ASME 1987 International Gas Turbine Conference and Exhibition. New York, NY, USA: ASME, 1987: V001T01 A084.
- [3] LO K P, ELKINS C J, EATON J K. Separation control in a conical diffuser with an annular inlet: center body wake separation [J]. *Experiments in Fluids*, 2012, 53(5): 1317-1326.
- [4] VASSILIEV V, IRMISCH S, CLARIDGE M, et al. Experimental and numerical investigation of the impact of swirl on the performance of industrial gas turbines exhaust diffusers [C]// ASME Turbo Expo 2003, collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. New York, NY, USA: ASME, 2003: 19-29.
- [5] SONG X, GUILLOT S, NG W F, et al. An experimental investigation of the performance impact of swirl on a turbine exhaust diffuser/collector for a series of diffuser strut geometries [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2016, 138(9): 092603.
- [6] 董雨轩, 李志刚, 李军. 预旋对燃气涡轮排气蜗壳气动性能影响的数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(1): 116-124.
- DONG Yuxuan, LI Zhigang, LI Jun. Effect of pre-swirl on the aerodynamic performance of the gas turbine exhaust volutes [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(1): 116-124.
- [7] HIRSCHMANN A, VOLKMER S, SCHATZ M, et al. The influence of the total pressure profile on the performance of axial gas turbine diffusers [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(2): 021017.
- [8] VOLKMER S, KUSCHEL B, HIRSCHMANN A, et al. Hub injection flow control in a turbine exhaust diffuser [C]// ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2012: 1713-1723.
- [9] SCHAEFER P, GIEß P A, FINZEL C, et al. Some aspects on inlet blockage affecting the performance of a heavy duty gas turbine's exhaust diffuser [C]// ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2014: V02CT38A016.
- [10] SIEKER O, SEUME J R. Influence of rotating wakes on separation in turbine exhaust diffusers [J]. *Journal of Thermal Science*, 2008, 17(1): 42.
- [11] KLUß D, STOFF H, WIEDERMANN A. Effect of wakes and secondary flow on re-attachment of turbine exit annular diffuser flow [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2009, 131(4): 041012.
- [12] MIHAILOWITSCH M, SCHATZ M, VOGT DM. Numerical investigations of an axial exhaust diffuser coupling the last stage of a generic gas turbine [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(3): 031025.
- [13] BAUER M, HUMMEL S, SCHATZ M, et al. Investigation of the flow field and the pressure recovery in a gas turbine exhaust diffuser at design, part-load and over-load condition [C] // ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2020: V02DT36 A009.
- [14] 钟兢军, 吴宛洋, 陆华伟, 等. 收缩段对燃气轮机排气蜗壳性能影响的数值研究 [J]. *工程热物理学报*, 2015, 36(2): 284-287.
- ZHONG Jingjun, WU Wanyang, LU Huawei, et al. Numerical investigation on performance impact of the gas turbine exhaust volute by using contraction [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2015, 36(2): 284-287.
- [15] SCHAEFER P, HOFMANN W H, GIEß P A. Multiobjective optimization for duct and strut design of an annular exhaust diffuser [C] // ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2012: 1679-1689.
- [16] 祝培源, 郭振东, 陈红梅, 等. 排汽缸全局气动优化及设计知识挖掘方法 [J]. *西安交通大学学报*, 2015, 49(11): 26-32.
- ZHU Peiyuan, GUO Zhendong, CHEN Hongmei, et al. Global optimization of aerodynamic design and knowledge discovery method of an exhaust hood [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2015, 49(11): 26-32.
- [17] 杨建道, 陈涛文, 宋立明, 等. 低压排汽缸气动优化设计 [J]. *西安交通大学学报*, 2015, 49(3): 19-24.
- YANG Jiandao, CHEN Taowen, SONG Liming, et al. Aerodynamic optimization on the low pressure exhaust hood [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2015, 49(3): 19-24.
- [18] 黄恩德, 楚武利. 非轴对称涡轮排气蜗壳优化设计 [J]. *推进技术*, 2016, 37(10): 1839-1846.
- HUANG Ende, CHU Wuli. Optimization design of an asymmetry turbine exhaust hood [J]. *Journal of Pro-*

- pulsion Technology, 2016, 37(10): 1839-1846.
- [19] BROWN K, GUILLOT S, NG W F, et al. Experimental investigation of gas turbine axial diffuser performance: part I parametric analysis of influential variables [C]// ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2020: V02DT36A016.
- [20] BROWN K, GUILLOT S, NG W F, et al. Experimental investigation of gas turbine axial diffuser performance: part II effect of inlet flow profiles at on- and off-design conditions [C]// ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2021: V02CT35A001.
- [21] UBERTINI S, DESIDERI U. Flow development and turbulence length scales within an annular gas turbine exhaust diffuser [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2000, 22(1/2): 55-70.
- [22] UBERTINI S, DESIDERI U. Experimental performance analysis of an annular diffuser with and without struts [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2000, 22(3/4): 183-195.
- [23] 董雨轩, 李志刚, 李军. 支撑板型线和径向倾斜设计对燃气轮机排气扩压器气动性能的影响 [J]. 推进技术, 2021, 42(6): 1245-1255.
- DONG Yuxuan, LI Zhigang, LI Jun. Effects of airfoil and radial tilt design of struts on aerodynamic performance of gas turbine exhaust diffuser [J]. Journal of Propulsion Technology, 2021, 42(6): 1245-1255.
- [24] VASSILIEV V, ROTHBRUST M, IRMISCH S. Refitting of exhaust diffuser of industrial gas turbine [C]// ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. New York, NY, USA: ASME, 2008: 979-987.
- [25] SIOREK M P, GUILLOT S, SONG X, et al. A sensitivity study of gas turbine exhaust diffuser-collector performance at various inlet swirl angles and strut stagger angles [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(7): 072602.

(编辑 荆树蓉 杜秀杰)

(上接第165页)

- [19] VESTERSTROM J, THOMSEN R. A comparative study of differential evolution, particle swarm optimization, and evolutionary algorithms on numerical benchmark problems [C]// Proceedings of the 2004 Congress on Evolutionary Computation (IEEE Cat. No. 04TH8753). Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2004: 1980-1987.
- [20] GUIGUE P, DEVILLERS O. Fast and robust triangle-triangle overlap test using orientation predicates [J]. Journal of Graphics Tools, 2003, 8(1): 39-52.
- [21] 邹益胜, 丁国富, 何邕, 等. 空间三角形快速相交检测算法 [J]. 计算机应用研究, 2008, 25(10): 2906-2910.
- ZOU Yisheng, DING Guofu, HE Yong, et al. Fast intersection algorithm between spatial triangles [J]. Application Research of Computers, 2008, 25(10): 2906-2910.
- [22] ERICSON C. Real-time collision detection [M]. San Francisco, USA: Morgan Kaufmann, 2005: 184-194.
- [23] 张嘉锟, 陈琨, 高建民, 等. 汽轮机通流间隙精度预测与修配规划方法研究 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(12): 87-97.
- ZHANG Jiakun, CHEN Kun, GAO Jianmin, et al. Accuracy prediction and repair planning of steam turbine flow clearance [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(12): 87-97.
- [24] 吴常林, 黄美发, 程彬彬, 等. 基于雅可比旋量模型的装配体公差统计分析 [J]. 机械设计与研究, 2015, 31(6): 97-100.
- WU Changlin, HUANG Meifa, CHENG Binbin, et al. Statistical tolerance analysis for assembly based on the Jacobian-Torsor model [J]. Machine Design & Research, 2015, 31(6): 97-100.
- [25] 吕程, 艾彦迪, 余治民. 蒙特卡罗与响应面法相结合的圆柱度公差模型求解 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(7): 53-59.
- LV Cheng, AI Yandi, YU Zhimin. Cylindricity tolerance model solution combining Monte Carlo simulation with response surface method [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(7): 53-59.

(编辑 荆树蓉 杜秀杰)