

文章编号: 1006-3080(2026)02-0284-11

DOI: 10.14135/j.cnki.1006-3080.20250423001

基于涡流发生器的三维扩压器流动分离控制

鲁燕群, 赖焕新

(华东理工大学机械与动力工程学院, 上海 200237)

摘要: 为了减少叶轮机械扩压器中的流动分离以提高其能源效率, 本文研究了涡流发生器对扩压分离流的控制效果。基于雷诺应力模型(RSM), 对比研究了斜坡式(R)、上洗叶片式(Vu)和下洗叶片式(Vd)3种类型的涡流发生器对三维不对称扩压器流场和性能的影响。结果表明, R型和Vu型涡流发生器可有效抑制流动分离并提升压力恢复系数, 而Vd型涡流发生器则可能加剧分离现象, 导致压力恢复系数下降。在改善扩压器畸变指数方面, R型涡流发生器表现更好。对比16种涡流发生器, 发现仅Vu1型能有效提高效率, 推测最优安装高度处于 $h/H < 0.2$ 低剖面范围。本研究为扩压器性能优化及涡流发生器设计提供了参考依据。

关键词: 涡流发生器; 三维扩压器; 数值模拟; 流动控制; 性能评估

中图分类号: V211

文献标志码: A

扩压器是叶轮机械中将流体动能转化为压力能的关键部件, 其中逆向压力梯度的存在, 使得流动极易发生分离现象, 导致流动出现不稳定性 and 能量损失。为了提高叶轮的机械效率, 需要了解分离流动的机理, 为此, 国内外学者广泛开展了扩压器内部流动的研究。Cherry等^[1]通过磁共振测速法得到具有横向和展向倾角的三维不对称扩压器完整速度场。Von等^[2]发现传统的雷诺时均模型(RANS)无法准确预测复杂的分离流动。Lu等^[3]系统对比工程中常用的7种湍流模型, 发现雷诺应力模型(RSM)在壁面压力、速度分布及涡量预测方面表现最好, 且是唯一能捕捉分离气泡区域特征的模型。此外, 为了减少或消除流动分离的不利影响, 有必要进行分离流动控制的研究。流动控制技术分为主动(需外部能量)与被动(不消耗额外能量)控制两类, 其中被动控制的实现依赖几何优化而不需要额外补充能量, 相对容易实施, 因此成为优先考虑的措施。涡流发生器是目前应用范围最广的被动控制方法。文献[4-11]采用直接数值模拟(DNS)、大涡模拟(LES)和混合RANS/LES模拟等多种数值模拟方法, 深入研究了此

扩压器中的流动分离过程, 但研究主要集中于流动特性本身, 缺乏对流动控制策略的探讨。

本文参考Grundmann等^[12]的试验工况与Lu等^[13]的数值模拟, 对比研究VG高度对扩压器内部流场的影响, 探究VG对扩压器流动分离的控制机理, 并评估性能优化效果, 为改进VG设计和在应用中实施扩压器的流动控制提供参考。

1 研究对象与数值方法

本文计算参考Cherry^[1]和Grundmann^[12]的扩压器结构, 如图1所示。扩压器入口高度 $H = 1\text{ cm}$, 入口宽度 $B = 3.33\text{ cm}$ ($3.33H$), 长度 $L = 15\text{ cm}$ ($15H$), 出口为宽度 $D = 4\text{ cm}$ ($4H$)的正方形, 顶壁倾角为 11.3° , 右侧壁倾角为 2.56° , 入口平均速度 $U = 1\text{ m/s}$, 入口雷诺数 $Re = UH/\nu = 10\ 000$, 其中 ν 为运动黏度。

由反向叶片生成的反向旋涡能够在叶片间产生上洗区或下洗区。在上洗区, 低能流体积聚; 在下洗区, 高能流体被输运到近壁区^[14-15]。本文针对斜坡式(Ramp, R)、上洗叶片式(Vane with upwash, Vu)和

收稿日期: 2025-04-23

基金项目: 国家自然科学基金(51976061)

作者简介: 鲁燕群(2000—), 男, 山东人, 硕士生, 主要研究方向为计算流体力学。E-mail: y30230702@mail.ecust.edu.cn

通信联系人: 赖焕新, E-mail: hlai@ecust.edu.cn

引用本文: 鲁燕群, 赖焕新. 基于涡流发生器的三维扩压器流动分离控制[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2026, 52(2): 284-294.

Citation: LU Yanqun, LAI Huanxin. Control of Flow Separation in a Three-Dimensional Diffuser Based on Vortex Generator[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2026, 52(2): 284-294.

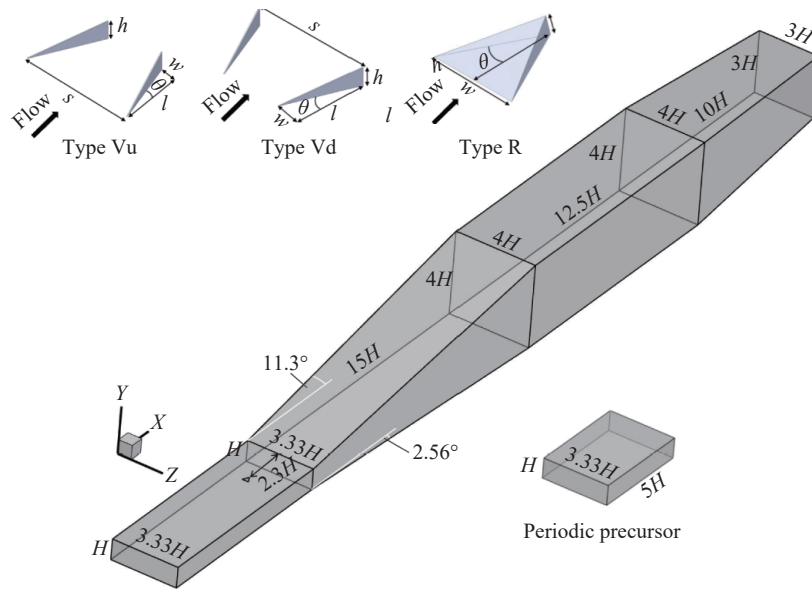


图1 计算域与涡流发生器示意图

Fig. 1 Schematic of the computational domain and VG

下洗叶片式 (Vane with downwash, Vd) 3 种类型的 VG 进行研究, VG 结构如图 1 所示。在流动控制中, 通常采用低剖面 (low-profile) VG 以减少阻力损失, 并降低对下游不稳定性的影响。低剖面 VG 高度通常为 $0.1\delta \sim 0.5\delta$, 其中 δ 为边界层厚度^[16]。Grundmann 实验^[12]中 VG 最大高度为 $0.3H$, 其尺寸已超出低剖面 VG 的定义范围, 因此本研究中未完全遵循低剖面设计原则。VG 设计参考了 Lu 等^[13]的非对称扩压器流动分离研究与 Grundmann 实验参数^[12]。斜坡式 VG 中 $l = w = 4h$, $\theta = 26.5^\circ$, 叶片式 VG 中 $l = 4h$, $\theta = 22^\circ$, 叶片厚度 $d = 0.3 \text{ mm}$, 两叶片之间最大间距 $s/H = 2$ 。单个 VG 布置在入口段顶部, 其后缘位于 $x = -2.3H$ 处。VG 结构参数如表 1、表 2 所示。

本文采用结构化网格 (网格划分如图 2 所示), 对近壁面及区域交界面进行加密, 近壁面第 1 层网格高度满足 $y^+ \approx 1$ 。VG 采用 Y 型网格划分, 并在 R 型 VG 前缘进行切分处理^[17], 如图 2 (c) 所示。为验证网格无关性, 分别对网格数为 194 万 (Coarse)、305 万 (Mid)、442 万 (Fine) 的 3 组网格进行初步模拟。图 3(a) 所示为各组网格在 $x/H = 4$, $z/B = 0.5$ 处的速度分布, 在网格数 305 万与 442 万的算例中, 计算结果最大偏差为 1.04%; 图 3(b) 所示为计算得到的各组网格压力恢复系数 (C_p), 最大偏差为 3.45%, 均满足网格无关性的要求。最终选择 305 万中网格作为计算网格。

为降低计算成本和实现充分发展流动, 首先对 $l/H = 5$ 的入口通道 (如图 1 右下方所示周期性前驱体结构) 进行独立模拟。模拟中保证周期性前驱体

表 1 叶片涡流发生器参数

Table 1 Parameters of the vane VG

VG	h/H	l/H	w/H
Vu1, Vd1	0.1	0.4	0.16
Vu2, Vd2	0.2	0.8	0.32
Vu3, Vd3	0.3	1.2	0.48
Vu4, Vd4	0.4	1.6	0.64
Vu5, Vd5	0.5	2.0	0.8

表 2 斜坡式涡流发生器参数

Table 2 Parameters of the ramp VG

VG	h/H	l/H	w/H
R1	0.1	0.4	0.4
R2	0.2	0.8	0.8
R3	0.3	1.2	1.2
R4	0.4	1.6	1.6
R5	0.5	2.0	2.0
R6	0.6	2.4	2.4

和计算域入口的横截面网格一致, 采用流向周期性边界条件获取充分发展的流场, 并将其计算结果作为计算域入口条件。图 4 所示通道横截面中心线流向速度分布数据表明, 流动已实现充分发展状态。

本文分析基于 Fluent 软件的模拟计算, 流动控制方程包括连续性方程和动量方程, 其中湍流采用 RSM 模型, 通过直接求解雷诺应力输运方程及耗散率方程实现方程组封闭, 克服了传统涡黏模型基于各向同性假设的局限性。前人研究表明, 对于突扩流动分离区和湍流输运各向异性较强的流动, RSM

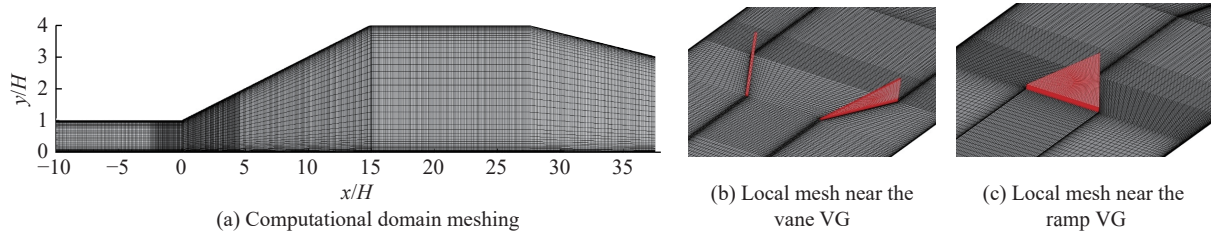


图 2 网格划分

Fig. 2 Mesh division

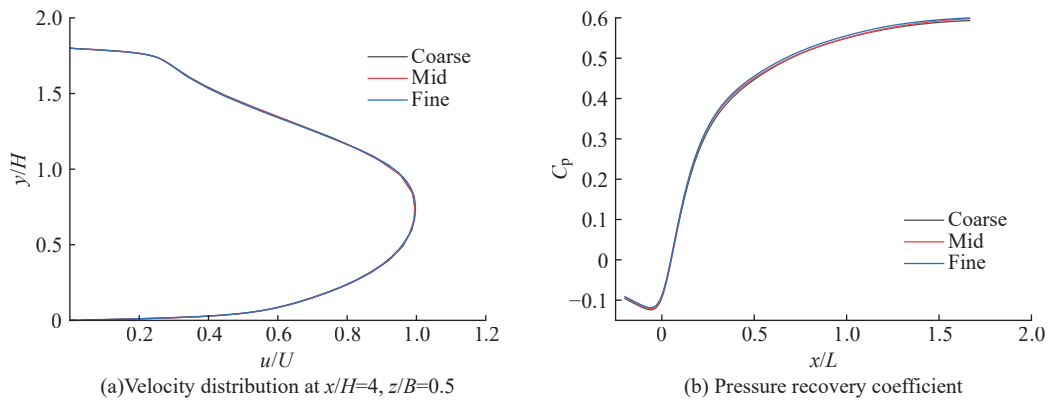


图 3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independence verification

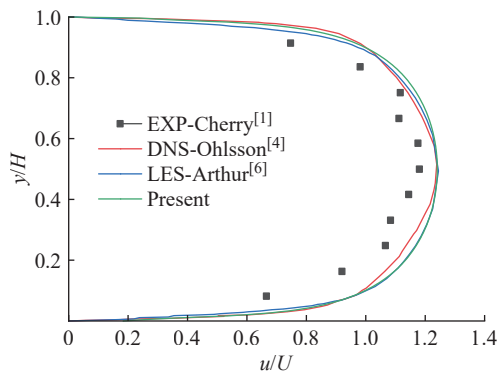


图 4 入口平面中心线上流向速度分布

Fig. 4 Flow velocity distribution along entrance plane centerline

模型优于两方程模型^[18]。计算采用 Simple 算法处理压力-速度耦合问题,选用增强型壁面函数。压力项采用 PRESTO!格式离散,对流项采用三阶 MUSCL 格式离散,以确保数值求解的高精度和稳定性。在边界条件设置中,入口采用流向周期性边界条件生成的充分发展速度剖面,出口采用压力出口条件,壁面采用无滑移边界条件。

2 结果与讨论

2.1 压力恢复

压力恢复系数是表征扩压器将流体动能转化为压力效率的关键参数。本研究基于 Grundmann 实验数据,验证 RSM 模型在预测压力恢复系数的可

靠性。压力恢复系数定义如式(1)所示:

$$C_p = \frac{p - p_{\text{ref}}}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (1)$$

其中, p_{ref} 为参考点的压力,参考点的位置为 $x/L = 0.05, y/H = 0, z/B = 0.5$ 。

图 5 所示为无 VG(No VG)、Vu 型 VG(VG1)和 Vd 型 VG(VG2)扩压器内压力恢复系数的对比结果,RSM 模型在 No VG 和 VG1 工况下的数值预测结果(曲线)与实验结果(数据点)吻合较好,但在 VG2 工况下,扩压器前段的压力恢复系数预测值显著偏高。压力恢复系数预测结果的差异主要源于两种 VG 所诱导的流动特征不同:VG1 产生的较为对称的

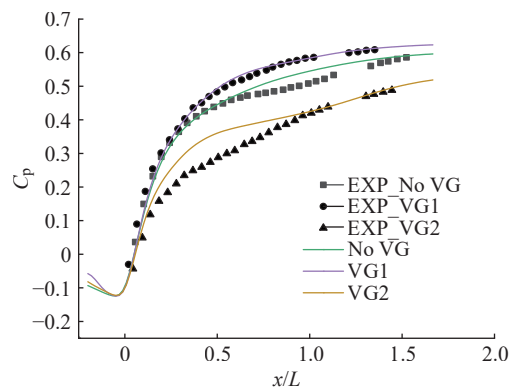


图 5 Grundmann 实验工况下扩压器内压力恢复系数

Fig. 5 Pressure recovery coefficient of the diffuser under the Grundmann cases

涡流位于中心区域, RSM模型能够较好地捕捉到这些流动特征。相比之下, VG2 诱导的漩涡结构更贴近壁面角落区域, 并在扩压器入口附近迅速发展为较大的分离泡。分离泡的快速发展不仅导致了扩压器斜侧壁的强旋流, 还加剧了内部流动的复杂性。在 VG2 工况下, 扩压器前段的压力恢复系数明显偏高, 可能是因为 RSM 模型在处理这种复杂的二次流动和快速发展的分离泡方面存在局限性, 低估了分离泡快速增长的速度, 从而导致模拟结果低估了实际流动中的压力损失。

图 6 所示为不同工况下扩压器的压力恢复系数。结果表明, 在安装高度 $h/H < 0.4$ 情况下, Vu 型 (Vu1~Vu5) 和 R 型 (R1~R5) VG 通过抑制流动分离显著提升了压力恢复系数, 而 Vd 型 (Vd1~Vd5) VG 则因加剧分离导致压力恢复系数下降, 且高度增加时该效应更明显。在 Vu 型和 R 型 VG 的 $h/H \leq 0.3$ 时, 扩压器前 25% 长度内 ($x/L \leq 0.25$) 压力恢复系数与 No VG 工况差异微弱, 表明 VG 诱导产生的涡流对前段分离区无明显影响。这是由于初始角区流动分离范围有限, h/H 较低时产生的漩涡直径不足以显著抑制流动分离。随着 h/H 增大, 前 25% 区间的压力恢复系数逐渐与 No VG 工况出现明显差异。图 6(b) 中 Vd2 和 Vd3 曲线显示, 当 $x/L > 0.25$ 时, 压力恢复系数已显著低于 No VG 工况, 尤其在 $x/L > 0.5$ 时,

C_p 增加缓慢, 曲线斜率趋于水平, 这是分离泡快速增长的结果。

2.2 流场分析

为探究 VG 的作用机理, 选取图 6 中显著影响压力恢复系数的 $h/H = 0.3$ 时的 VG 进行深入分析。图 7 对比了 No VG 与 Vu3、Vd3、R3 工况下扩压器在不同截面的量纲为一流向速度分布, 直观反映了 VG 对扩压器内回流区和流场的作用。图中白色等值线为 $u/U = 0$, 界定了回流区边界。图 7(a) 显示在流动发展过程中, 扩压器内首先在右上角形成初始回流区, 随着流动向下游发展, 回流区逐渐扩大, 回流区主要位于右上角和左上角。数值模拟结果表明, RSM 模型相比传统涡黏模型能更准确地捕捉右上角分离泡的流动特征, 但对顶壁回流区的预测仍存在明显偏差。尽管 RSM 模型在精度上不及 LES, 但其稳态计算的特性大幅度提高了计算效率。

由于 RSM 模型对顶壁回流区的识别限制, Vu3 和 R3 工况对回流区的影响差异在图 7 中表现不明显。但 Vd3 工况明显改变了扩压器内回流区分布, 回流区的发展路径由右上角到顶壁转变为右上角到右侧壁。图 8 所示为 4 种工况下两种流向速度的等值面分布, 其中蓝色和绿色分别为 $u/U = -0.01$ 和 $u/U = 0.4$, 分别代表分离区和主流的特征。所有工况中主流均分布于远离分离区的平直侧壁区域。在

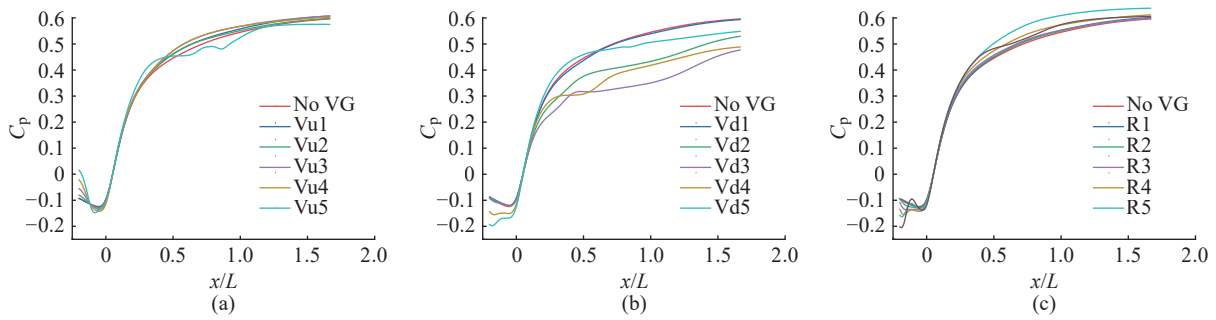


图 6 不同工况下压力恢复系数

Fig. 6 Pressure recovery coefficient of diffuser for different cases

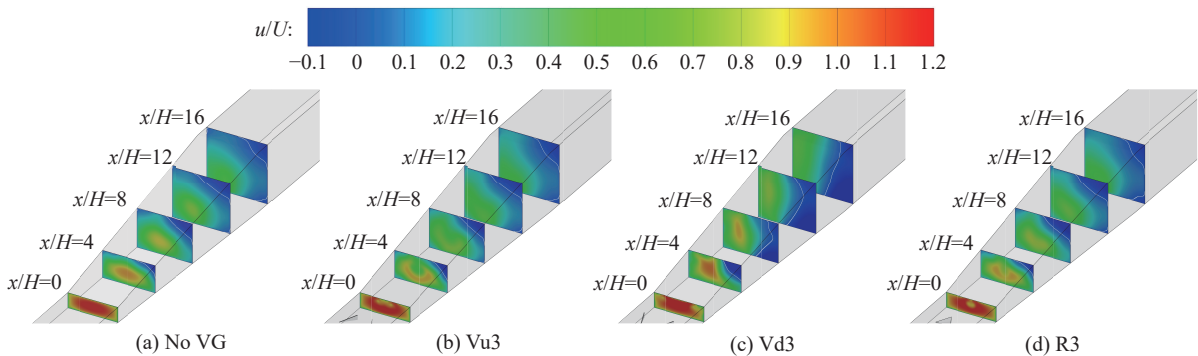


图 7 不同工况下轴向速度分布

Fig. 7 Axial velocity distribution for different cases

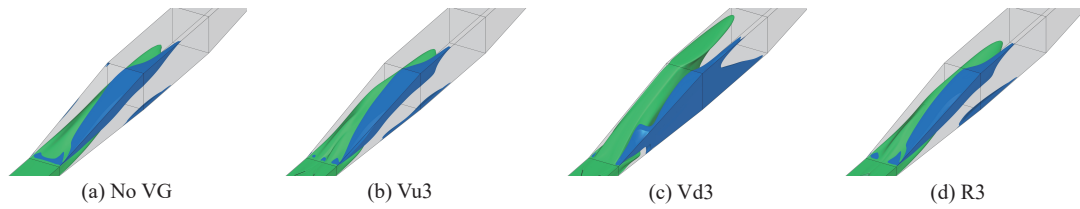


图 8 不同工况下轴向流动速度等值面

Fig. 8 Iso-surfaces of axial flow velocity for different cases

No VG 工况下,主流的等值面保持光滑;而 Vu3和 R3 工况引发的涡旋扰动使其产生明显变形。需要特别指出的是,扩压器入口顶部出现的局部回流区在实验中并未被观测到, Von Terzi 的 LES 模拟计算中也出现相同情况,这是数值计算设置产生的非物理回流区,对下游流动并无明显影响,可以忽略。

通过对比图 8(a)~8(d) 可以发现,在 Vu3 和 R3 工况下,左上角的流动分离得到抑制,该现象实际上是 Vu3 和 R3 两种 VG 对扩压器顶部分离区有效抑制的结果。虽然 Vu3 和 R3 工况下分离区域的位置和形状与 No VG 工况相似,但它们底壁与斜侧壁拐角处的分离区范围较 No VG 工况明显增大,这与主分离区缩小导致的底壁正压梯度增强有关。相比之下, Vd3 工况下扩压器内部呈现出一种完全不同的分离区特征:分离区由顶壁转移至斜侧壁,并在下游斜侧壁两拐角间形成持续分离带,其右上角分离泡增

长速度也明显快于其他工况。

图 9 所示为 4 种工况下扩压器轴向涡量云图和横向流线分布。扩压器中的分离涡起源于进口通道四角处生成的角涡。在 $x/H = -2.5$ 截面中, VG 产生的漩涡都能够破坏进口通道上壁的角涡,从而影响扩压器的初始流动分离。Vu3 和 R3 产生的两个反向旋转的涡流将缓慢的近壁流体带入两个涡流之间的扩压器中心,在中心处形成低速流动区域,而 Vd3 产生的涡流更靠近拐角,涡流在入口通道的上角产生低速流体的积聚。上述流动特征在图 7 所示的流向速度分布中清晰可见。

Omega 涡识别方法是常用涡识别方法之一,克服了 Q 方法等第 2 代涡识别方法需要人为调节阈值的问题,能够同时捕捉到强涡和弱涡^[19]。Liu 等^[20]提出用 $\Omega = 0.52$ 来判断涡的边界。图 10 所示为不同工况下采用流向速度着色的 $\Omega = 0.52$ 等值面。随着涡

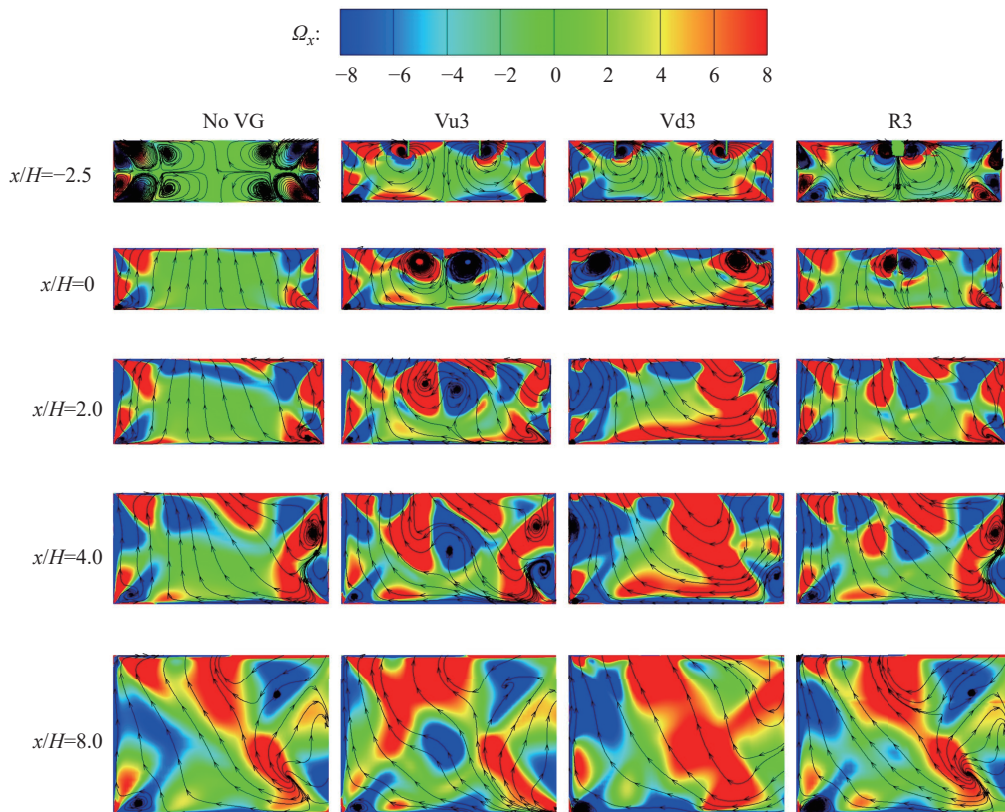


图 9 不同工况下轴向涡量云图和平面流线

Fig. 9 Axial vortex contours and crosswise streamline for different cases

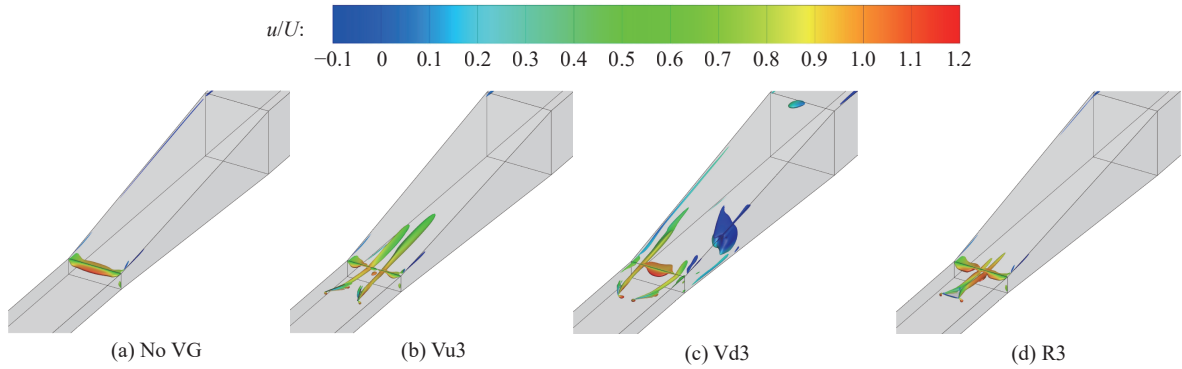


图 10 不同 Vu 工况下 $\Omega = 0.52$ 等值面

Fig. 10 Iso-surface of the $\Omega = 0.52$ for different Vu cases

流向下游发展, Vu3 和 R3 产生的涡流能够抑制分离涡形成, 而 Vd3 则加剧了分离涡的生成。Vu3 与 R3 诱导的涡结构沿入口中心线对称分布, 斜侧壁处因空间充裕, 涡结构长度更长; Vd 诱导的涡结构则偏向侧壁区域, 在斜侧壁附近呈现更短形态。图 10(c) 所示的斜侧壁附近的涡结构位于图 8(c) 回流区内, 持续附着在分离泡上, 其自身的旋转在分离区域内引起流体向下运动, 促进分离泡生长, 同时也使分离区域沿斜侧壁向下发展。该涡流因处于顶壁附近及回流区的高剪切应力与湍流环境中, 比其他涡流消散更快。

图 11 所示为不同截面上的平面速度 (V_{yz} =

$\sqrt{v^2 + w^2}$, 其中 v 为 y 方向速度) 分布, w 为 z 方向速度。Vd3 工况下, 扩压器内部平面速度更高, 部分能量通过维持旋转运动耗散。图 11(c) 中, $x/H = 4$ 截面处平面速度约为整体速度 15%, 而 $x/H = 16$ 截面处仍保持较高的平面速度, 平面速度约为整体速度的 10%, 这与 No VG 和 Vu3/R3 工况明显不同。

上述结果表明, Vd 型 VG 导致扩压器压力恢复系数降低的主要原因可归纳为 3 点: 首先, 其结构设计增强了流动分离效应, 导致能量损耗加剧; 其次, 扩压器右上角分离泡增长过快促使流道有效截面过早收缩, 加剧了湍流耗散; 最后, 扩压器内部平面速度占比较其他工况存在明显异常。

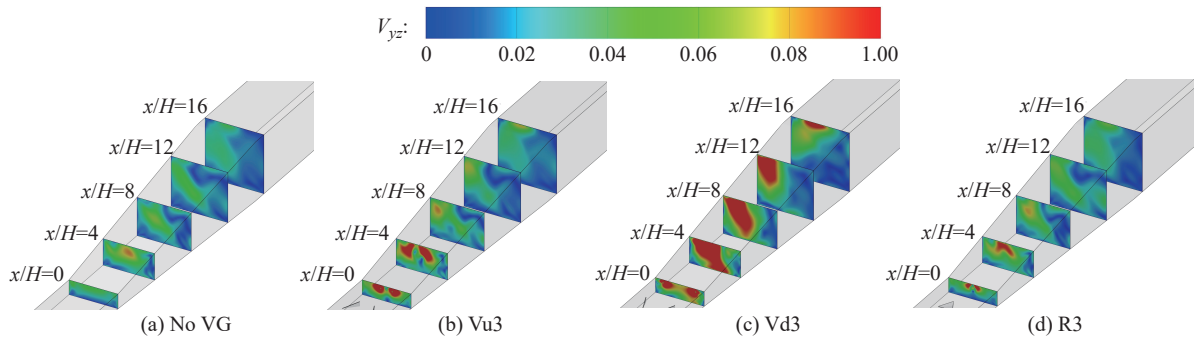


图 11 平面速度分布

Fig. 11 Plane velocity distribution

2.3 阻力分析

边界层的稳定性受壁面摩擦力和逆压梯度的共同作用, 壁面摩擦力通过黏性剪切作用持续为近壁区流体提供动能以抵抗流动分离, 其作用方向与近壁区流体流动方向一致; 而逆压梯度则阻碍流体流动并削弱其动能。当摩擦力的能量补充无法平衡逆压梯度造成的动能衰减时, 边界层内流体速度降低, 甚至引起反向流动, 导致流动分离。流向表面摩擦力系数 (C_{fx}) 是流体力学中用于描述流体与固体表面之间摩擦阻力大小的量纲为一参数, 其定义为:

$$C_{fx} = \frac{\tau_{wx}}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (2)$$

其中, τ_{wx} 为 x 方向上的壁面剪切应力。

图 12~14 所示为不同工况下顶壁的流向表面摩擦力系数 (C_{fx}) 分布。Vu 和 R 两种 VG 诱导产生的涡流能有效抑制分离泡的形成和生长, 具体表现为: 在图 12 (Vu 型 VG) 和图 14 (R 型 VG) 中, 涡流作用区域内的 C_{fx} 值显著提升, 且随着 VG 高度的增加, 其作用范围明显扩大。在靠近右上角的回流区起始位置 ($z/B = 1$), C_{fx} 值为负值。值得注意的是, 如图 13

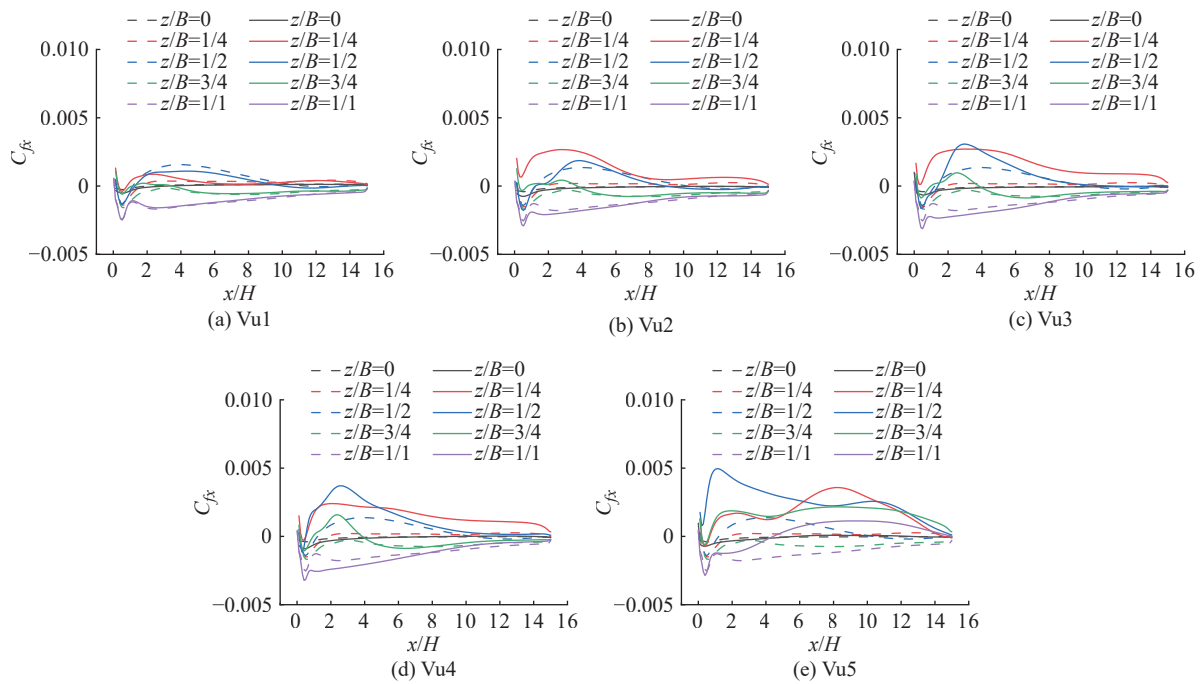


图 12 Vu 工况下流向表面摩擦力系数分布

Fig. 12 Streamwise distribution of the friction coefficient for the Vu cases

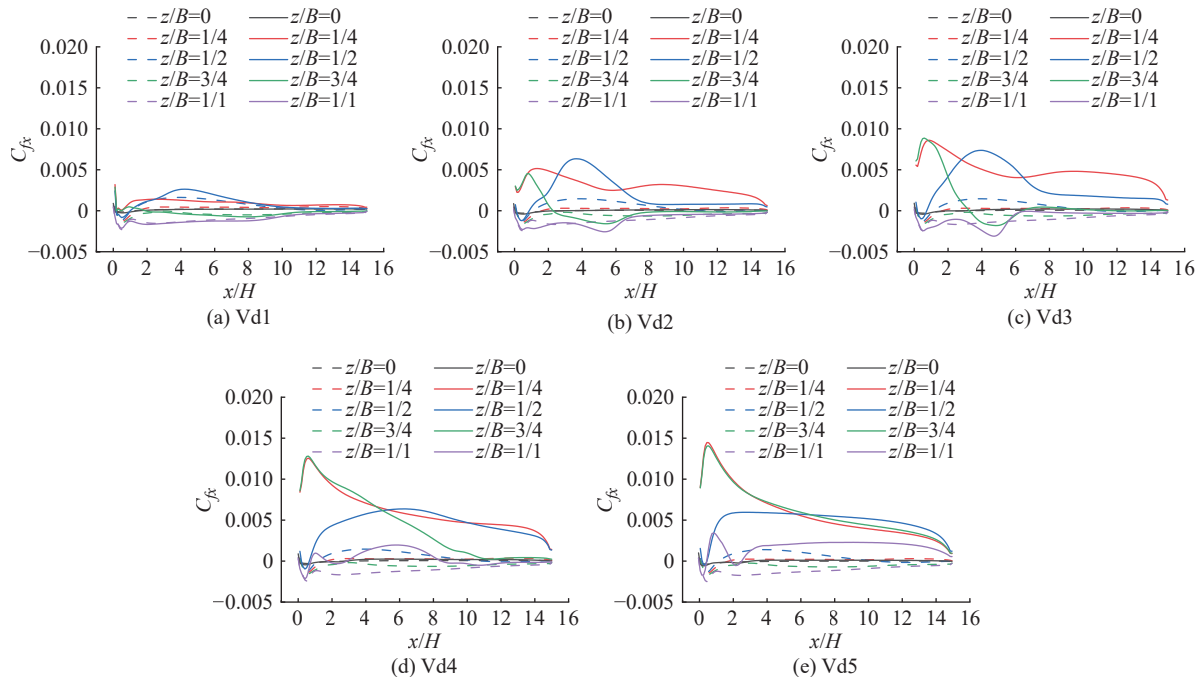


图 13 Vd 工况下流向表面摩擦力系数分布

Fig. 13 Streamwise distribution of the friction coefficient for the Vd cases

所示, Vd 型 VG 在顶壁左侧 ($z/B < 0.5$) 引起了更剧烈的 C_{fx} 增长, 这与其独特的流动结构相关: 回流区集中于右半侧, 左半侧主流区在 Vd3 工况下顶壁区域仍保持较高流速(图 8)。对比显示说明, Vd 型 VG 对壁面摩擦力的增强效应最为显著。

VG 的引入改变了扩压器内部压力分布和表面摩擦力分布, 其改善扩压器性能的有效性主要取决于总阻力的变化。本文采用控制体积分析方法, 通

过动量平衡来确定总阻力 D 。其中, 控制体选取为整个计算域, 总阻力的计算不仅包含壁面摩擦力和压差力, 也考虑 VG 的形状阻力。

$$D = \int_1 (\rho u^2(y, z) + p(y, z)) dy dz - \int_2 (\rho u^2(y, z) + p(y, z)) dy dz \quad (3)$$

其中, 1 为计算域入口面, 2 为计算域出口面。忽略剪切力 τ_{yx} 和 τ_{zx} 在入口面和出口面的作用, 仅保留压

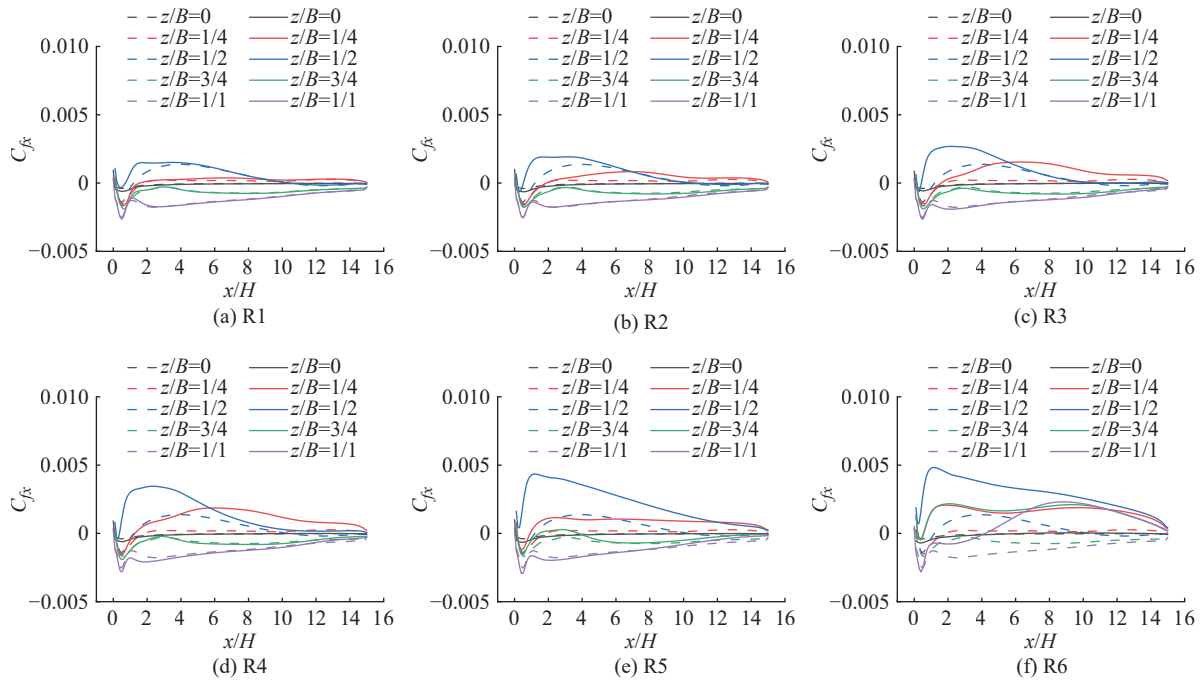


图 14 R 工况下流向表面摩擦力系数分布

Fig. 14 Streamwise distribution of the friction coefficient for the R cases

力和动量通量。为便于量化分析,本文将总阻力的变化量表示为量纲为一阻力参数 ΔC_D 。当 VG 有效抑制流动分离时,压差阻力降低幅度可能超过 VG 引起的壁面摩擦力与形状阻力增量。此时 ΔC_D 为负值,表明 VG 起到了降低扩压器总阻力的作用。

$$\Delta C_D = \frac{D_{VG} - D_{No VG}}{\frac{1}{2}\rho UA} \quad (4)$$

其中, A 为扩压器底面面积。

图 15 示出了 ΔC_D 随 VG 高度的变化规律,仅有 Vu1 工况 ($h/H = 0.1$) 下 ΔC_D 为负值,表明该 VG 对流动分离的抑制效果已经超过其带来的负面影响。虽然 Vu 型和 R 型 VG 同样具有缩减流动分离区的作用,但其带来的流体动力收益不足以抵消新增阻力增量,该特性随安装高度增加愈发显著。Vd 型 VG 会加剧流动分离的发生,同时由于形状阻力和壁面摩擦力的增加,导致 Vd 工况下的 ΔC_D 值明显偏高。但当 Vd 型 VG 高度 $h/H > 0.3$ 时, ΔC_D 随高度增加呈现降低趋势。随着高度增至 $h/H > 0.3$,其增强的涡流强度可以有效缓解 Vd 结构引起的分离泡的增长(图 16),并提升压力恢复系数(图 6)。在 Vd5 工况下,前段压力恢复系数甚至超过 No VG 工况(图 6(b)),其原因可能与图 5 中 VG2 模拟值异常偏高的现象相同。对比分析表明,相较于 Vd3, Vd4 与 Vd5 工况中因高度增加导致压力阻力的降幅超过摩擦阻力与形状阻力的增量,因此总阻力呈现下降趋势。

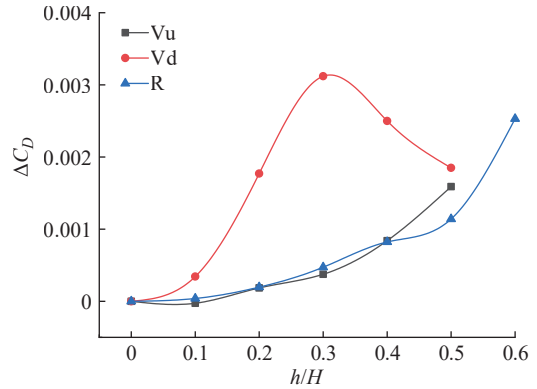


图 15 ΔC_D 随涡流发生器高度变化

Fig. 15 Variation of ΔC_D with vortex generator height

2.4 扩压器性能

本文采用扩压器畸变指数 (D_1) 和效率 (η_D) 作为评价指标,评估 VG 对扩压器性能的影响。 D_1 反映扩压器出口截面的流动均匀性, η_D 反映动能向压力能转化的有效程度,表达式分别如式(5)和式(6)所示。

$$D_1 = \frac{p_{t,max} - p_{t,min}}{p_{t,av}} \quad (5)$$

$$\eta_D = \frac{p_{2,av} - p_{1,av}}{\frac{1}{2}\rho(u_{1,av}^2 - u_{2,av}^2)} \quad (6)$$

其中, p_t 为总压, max 表示最大值, min 表示最小值, av 表示平均值, 2 表示出口平面, 1 表示入口平面。

图 17 示出了畸变指数和扩压器效率随 VG 高度的变化规律。分析发现, R 型 VG 在改善扩压器畸变

指数方面表现较好,引入它并不会明显加剧流场的均匀性。当 $h/H=0.4$ 时, R 型 VG 的畸变指数较 No VG 工况 ($h/H=0$) 降低 6%; 而叶片式 VG (Vu、Vd) 对 VG 高度变化更为敏感, 畸变指数波动幅度较大。除 Vu1 型外, 其他类型 VG 的引入均导致扩压器总阻力增加, 仅 Vu1 型实现了效率提升。因此, 在 VG 应用中, 如何平衡抑制流动分离的正面效应与阻力增加的负面影响, 实现整体效率的有效提升, 是值得深入探讨和解决的核心问题。针对 Vu 和 R 型两种可以抑制流动分离的 VG, 由于本文聚焦于 VG 高度对扩压器性能的影响, 因此并未深入研究低剖面范围内扩压器的流场特性。但结合图 17 结果表明,

在三维不对称扩压器中, 最优 VG 的安装高度可能处于 $h/H < 0.2$ 的低剖面范围内。这一结果也与实际工程中普遍采用低剖面 VG 进行流动分离控制的实践相吻合。

为探究性能较优的 VG (Vu1) 在非设计工况下的流动控制效果, 通过调节入口流量参数分析扩压器性能变化。图 18 所示为不同流量下 No VG 与 Vu1 工况的扩压器性能曲线对比, 其中 Q_{exp} 为实验流量。结果表明: 在 No VG 工况下, 畸变指数随 Q/Q_{exp} 的增加逐渐降低, 而扩压器效率则呈现先升高后降低的趋势。相较于 No VG 工况, Vu1 工况在 $Q/Q_{exp} > 1.03$ 时呈现出更低的畸变指数, 在 $0.93 < Q/Q_{exp} < 1.14$

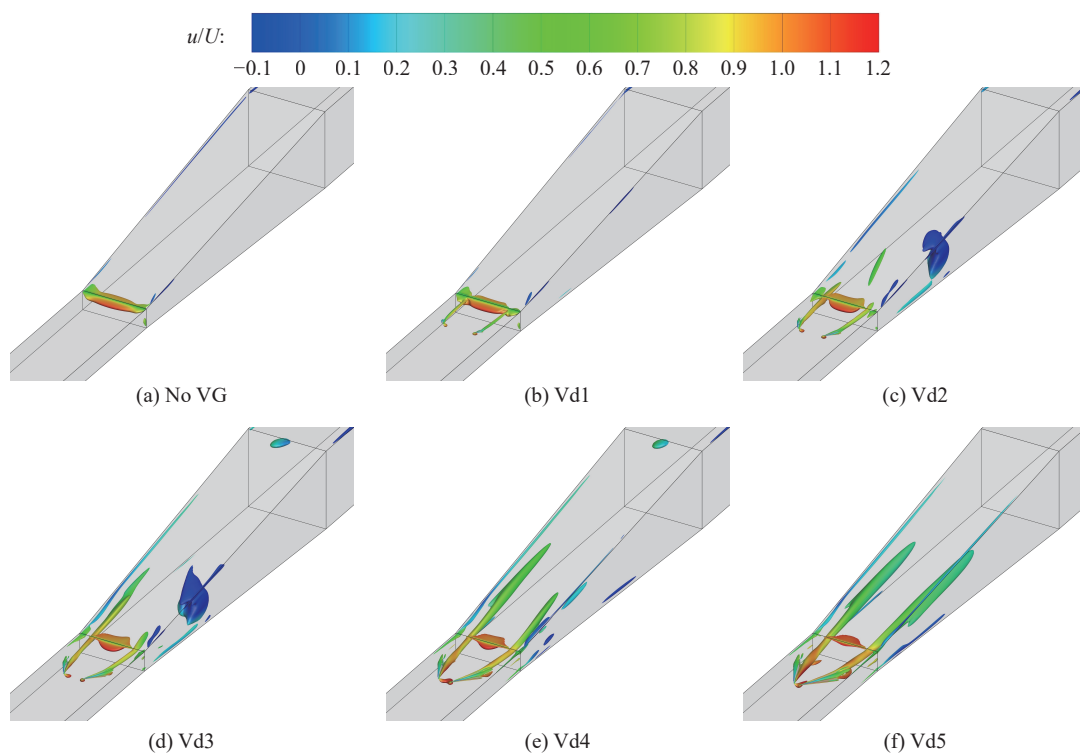


图 16 不同 Vd 工况下 $Q=0.52$ 等值面

Fig. 16 Iso-surface of the $Q = 0.52$ for the different Vd cases

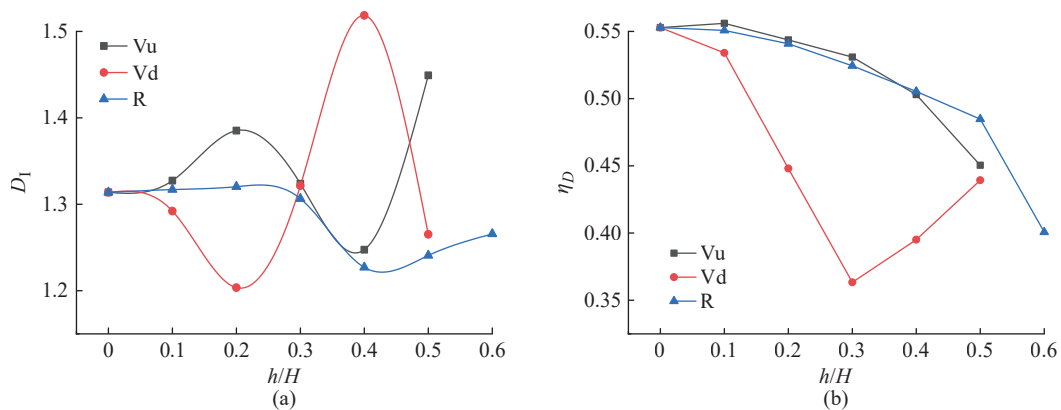


图 17 扩压器畸变指数和效率随涡流发生器高度变化

Fig. 17 Variation of diffuser distortion index and efficiency with VG height

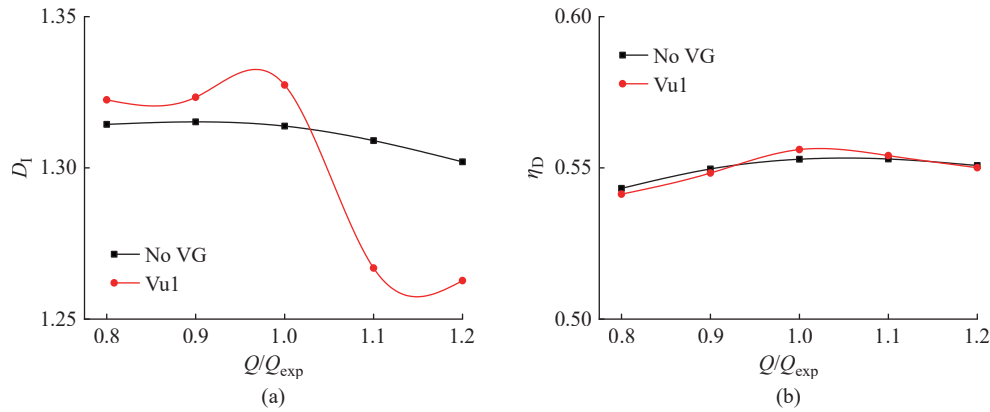


图 18 扩压器畸变指数和效率随流量变化

Fig. 18 Variation of diffuser distortion index and efficiency with the flow rate

范围内扩压器效率存在小幅度提升。

3 结论

本文使用 VG 对三维不对称扩压器进行流动分离控制研究,主要得出以下结论:

(1) Vu 型和 R 型两种 VG 在 $h/H < 0.4$ 情况下能够有效抑制流动分离,提高扩压器的压力恢复系数;而 Vd 型 VG 则会加剧流动分离,导致压力恢复系数降低。

(2)在改善扩压器畸变指数方面,R 型 VG 表现更好,当 $h/H = 0.4$ 时,畸变指数降低 6%;而叶片式 VG 对涡流发生器高度的变化更为敏感,畸变指数随高度变化产生强烈波动。

(3)在研究的 16 种 VG 中,仅有 Vu1 型实现了效率提升,对于 Vu 型和 R 型两种具有抑制流动分离功能的 VG,推测最优的安装高度处于 $h/H < 0.2$ 的低剖面区间。

参考文献:

- [1] CHERRY E M, ELKINS C J, EATON J K. Geometric sensitivity of three-dimensional separated flows[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2008, 29(3): 803-811.
- [2] VON TERZI D, SCHNEIDER H, FROEHLICH J. Diffusers with Three-Dimensional Separation as Test Bed for Hybrid LES/RANS Methods[C]//NAGEL W E. High Performance Computing in Science and Engineering '09: Transactions of the High Performance Computing Center, Stuttgart (HLRS), Berlin, Heidelberg: Springer, 2010.
- [3] LU L, ZHONG L, LIU Y. Turbulence models assessment for separated flows in a rectangular asymmetric three-dimensional diffuser[J]. Engineering Computations, 2016, 33(4): 978-994.
- [4] OHLSSON J, SCHLATTER P, FISCHER P F, *et al.* Direct numerical simulation of separated flow in a three-dimensional diffuser[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2010, 650: 307-318.
- [5] ABE K I, OHTSUKA T. An investigation of LES and Hybrid LES/RANS models for predicting 3D diffuser flow[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2010, 31(5): 833-844.
- [6] ARTHUR H, STOESSER T. Flow separation dynamics in three-dimensional asymmetric diffusers[J]. Flow, Turbulence and Combustion, 2021, 108(4): 973-999.
- [7] JAKIRLIĆ S, KADAVELIL G, KORNHAAS M, *et al.* Numerical and physical aspects in LES and hybrid LES/RANS of turbulent flow separation in a 3D diffuser[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2010, 31(5): 820-832.
- [8] MALM J, SCHLATTER P, HENNINGSON D S. Coherent structures and dominant frequencies in a turbulent three-dimensional diffuser[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2012, 699: 320-351.
- [9] MIRÓ A, EIXIMENO B, RODRÍGUEZ I, *et al.* Self-induced large-scale motions in a three-dimensional diffuser[J]. Flow, Turbulence and Combustion, 2023, 112(1): 303-320.
- [10] SCHNEIDER H, VON TERZI D, BAUER H J, *et al.* Reliable and accurate prediction of three-dimensional separation in asymmetric diffusers using large-eddy simulation[J]. Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme, 2010, 132(3): 031101.
- [11] MIRÓ A, EIXIMENO B, RODRÍGUEZ I, *et al.* DNS and POD analysis of separated flow in a three-dimensional diffuser[C]//Direct and Large Eddy Simulation XIII. Cham: Springer Nature Switzerland, 2024: 29-34.
- [12] GRUNDMANN S, SAYLES E L, ELKINS C J, *et al.* Sensitivity of an asymmetric 3D diffuser to vortex-generator

- induced inlet condition perturbations[J]. *Experiments in Fluids*, 2011, 52(1): 11-21.
- [13] LU F K, JAMES S E, ZHANG L. Flow separation control and performance evaluation of an asymmetric diffuser using vortex generators[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2023, 136: 108237.
- [14] 时晓天, 吕蒙, 赵渊, 等. 激波/湍流边界层干扰的流动控制技术综述 [J]. *航空学报*, 2022, 43(1): 30-45.
- [15] 赵树春, 郑康乐, 马俊祥, 等. 同向旋转与反向旋转涡流发生器在风力机应用分析 [J]. *太阳能学报*, 2024, 45(11): 433-438.
- [16] LIN J C. Review of research on low-profile vortex generators to control boundary-layer separation[J]. *Progress in Aerospace Sciences*, 2002, 38(4/5): 389-420.
- [17] 白逸凡. 后台阶分离流动特性及其基于涡流发生器的控制研究 [D]. 上海: 华东理工大学, 2022.
- [18] 张师帅. CFD 技术原理与应用 [M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2016.
- [19] 刘超群. Liutex-涡定义和第三代涡识别方法 [J]. *空气动力学学报*, 2020, 38(3): 413-431, 478.
- [20] LIU C, WANG Y, YANG Y, *et al.* New omega vortex identification method[J]. *Science China Physics, Mechanics and Astronomy*, 2016, 59(8): 62-70.

Control of Flow Separation in a Three-Dimensional Diffuser Based on Vortex Generator

LU Yanqun, LAI Huanxin

(School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China)

Abstract: In order to control flow separation in a diffuser and improve energy efficiency, this paper investigates the control effect of vortex generators (VGs) on separated flow in a diffuser. Based on the Reynolds Stress Model (RSM), a comparative study is conducted on the effects of three types of VGs—namely, the ramp type (R), the vane with upwash type (Vu), and the vane with downwash type (Vd)—on the flow field and performance of a three-dimensional asymmetric diffuser. The results show that the R-type and Vu-type VGs can effectively suppress flow separation and improve the pressure recovery coefficient, while the Vd type may aggravate separation, leading to a reduction in the pressure recovery coefficient. In terms of reducing the diffuser's distortion index, the R type performs better. By comparing 16 types of VGs, it is found that only the Vu1 type can effectively improve efficiency, and the optimal installation height is estimated to be within the low-profile range of $h/H < 0.2$. This study provides a reference for the performance optimization of diffusers and the design of VGs.

Key words: vortex generator; three-dimensional diffuser; numerical simulation; flow control; performance evaluation

(责任编辑: 张欣)