

离心压缩机性能预测中雷诺平均湍流模型的不确定度量化与分析

王同生, 席光, 孙中国, 张晨庆, 李安娜, 黄柱

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用雷诺平均 Navier-Stokes (RANS) 湍流模型预测离心压缩机的气动性能往往与实验测量结果存在显著差异。为量化 RANS 模型对离心压缩机性能预测的不确定度, 通过对可实现且物理约束的雷诺应力张量特征值和特征向量进行扰动, 即在质心图内通过非均匀扰动方法将基础流动扰动至湍流的 3 个极限状态, 以获得湍流输运方程生成项的极值, 进而量化 RANS 模型中的 L2 不确定度。在离心压缩机性能曲线左端的可用工况下, 施加扰动后湍流模型预测的总压比和多变效率的置信区间基本覆盖了整个工况范围内的实验结果, 不施加扰动时的数值预测和实验结果之间的最大总压比偏差为 4.37% 和最大多变效率偏差为 0.9%。进一步探究了不同扰动对离心叶轮叶片吸力面流动分离发生位置的影响规律, 结果显示: 雷诺应力张量单组分的特征值扰动对流动分离预测较保守, 而单组分特征向量扰动的预测则较激进。RANS 模型的不确定度对气动性能边界的预测可进一步用于实验测量数据的交叉验证。

关键词: 湍流模型; 离心压缩机; 不确定度量化; 非均匀扰动

中图分类号: TK05 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202509018 **文章编号:** 0253-987X(2025)09-0187-10

Uncertainty Quantification of Reynolds-Averaged Navier-Stokes Turbulence Model in Predicting Centrifugal Compressor Performance

WANG Tongsheng, XI Guang, SUN Zhongguo, ZHANG Chenqing, LI Anna, HUANG Zhu

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

Abstract: The prediction of the aerodynamic performance of a centrifugal compressor using the Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) turbulence model often shows significant discrepancies with experimental results. To quantify the uncertainty of RANS models in predicting centrifugal compressor performance, the eigenvalues and eigenvectors of the realizable, physically constrained Reynolds stress tensor are perturbed. Specifically, a non-uniform perturbation method is applied within the barycentric triangle to disturb the base flow toward the three limiting states of turbulence, thereby obtaining the extrema of the production terms in the turbulence transport equations. This approach enables the quantification of the L2 uncertainty in the RANS model. At operating conditions on the left of the performance curve, the confidence interval fully encompasses the maximum deviations of 4.37% in total pressure ratio and 0.9% in polytropic efficiency observed between the unperturbed simulation and experimental results. Besides, the influence of different perturbations on predicting flow separation onset on the suction surface of a

收稿日期: 2025-03-11。 作者简介: 王同生(1992—), 男, 助理教授; 黄柱(通信作者), 男, 副教授, 博士生导师。

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52206053, 52130603, 12102331)。

网络出版时间: 2025-04-15

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250414.1813.007>

centrifugal impeller blade is investigated. The results indicate that eigenvalue perturbations of a single component of the Reynolds stress tensor yield more conservative predictions of flow separation, whereas eigenvector perturbations of a single component result in more aggressive predictions. The uncertainty in the RANS model's predictions of performance boundaries can further be utilized for cross-validation with experimental measurement data.

Keywords: turbulence model; centrifugal compressor; uncertainty quantification; non-uniform perturbation

湍流是工业应用和自然界中广泛存在的复杂流动现象,具有随机性、时空多尺度等特征,其精确的数值预测对航空航天、能源动力等工业领域的应用及大气环流等自然现象的理解至关重要^[1-2]。湍流的直接数值模拟(DNS)虽然精度高、可靠性强,但目前受限于算力和存储等硬件条件尚无法直接用于工业应用;大涡模拟(LES)对流动结构的精细捕捉可较为准确地预测流动参数,但其高昂的计算成本仍无法直接用于高雷诺数的工业应用;雷诺平均方法(RANS)可快速预测流动的平均场,但其模型的可靠性和精度相对较低。在构建 RANS 闭合模型时,所做的假设会限制其解释湍流特性及一些特定流动现象的能力。在具有强流线曲率的湍流流动中,线性涡黏假设的 RANS 模型往往保真度较低。在非惯性参考系中,RANS 两方程模型的预测性能往往存在显著偏差。因此,为确保 RANS 模型在工程应用中的可靠性,量化其在流动预测中带来的不确定度一直是学科的研究前沿和热点问题^[1,3-4]。

近年来,随着深度学习等技术在计算流体力学领域的拓展应用,融合高精度高保真度的 DNS、LES 数据以及实验测量数据来改进湍流建模以及不确定度量化的相关研究较多,但深度学习湍流建模的泛化性较差,至今尚未有直接用于工业领域的 RANS 模型^[5-7]。基于工业领域广泛应用的 $k\epsilon$ 和剪切应力输运(SST) $k\omega$ 两方程湍流模型进行不确定度量化及流动特性的边界预测,对于准确预测各种流体设备的实际性能具有显著的工程意义和科学研究价值^[8-9]。SST $k\omega$ 因其对分离流预测较为准确而常被用于叶轮机械性能的预测^[10-11]。

在构建 RANS 模型时会在多个过程引入假设,量化其引入假设过程的不确定度可提升流动预测的可信度。Duraismy 等^[1]将 RANS 湍流模型的不确定度分为 4 个层级:①非线性非定常 N-S 方程时均化并不能完全确定宏观状态的平均场与微观状态瞬时场的唯一对应,因此引入了宏观和微观对应关系不可逆的不确定度;②涡黏性假设或代数应力模型

关联雷诺应力与平均应变率张量只是在形式上消除了平均过程的未知数;③选择微分方程(如 $k\epsilon$ 模型)或代数方程描述湍流输运依赖于经验修正(如壁面函数、曲率修正和压缩效应等);④模型系数通过经典流动来标定后仍旧缺乏泛化性。虽然雷诺应力模型可以通过求解雷诺应力输运方程更准确地描述湍流的各向异性,而不是采用 Boussinesq 的线性涡黏假设来描述雷诺应力,但其由于计算成本高尚不能广泛应用于工业领域^[12]。采用线性涡黏假设的 $k\epsilon$ 模型和 $k\omega$ 模型求解速度快、泛化性好,但在处理各向异性湍流以及流动分离等复杂问题时表现不佳。基于雷诺应力的可实现性^[13],Emory 等^[14]认为通过引入可实现、物理约束的雷诺应力张量扰动来量化 RANS 模型的 L2 不确定度。RANS 预测的雷诺应力可被扰动至 3 个代表性的极限状态:单组分湍流、双组分湍流和 3 组分湍流,可由质心三角形的 3 个顶点 p_{1C} 、 p_{2C} 、 p_{3C} 来分别表示,其中三组分湍流表示各向同性的湍流状态。这基于 Banerjee 等^[15]提出归一化雷诺应力张量的特征值和质心三角形的映射关系,并在质心图可视化雷诺应力的各向异性。Iaccarino 等^[16]通过对雷诺应力特征值和特征向量进行扰动来量化雷诺应力结构的不确定度。对于常见的分离流动,该方法在解释 RANS 模拟与实验观察或 DNS 的差异方面显著优于特征值扰动方法。Huang 等^[17]提出通过注入非均匀特征值和特征向量的扰动来量化 RANS 模型不确定度,这一程度上解决了近乎各向同性湍流(靠近 p_{3C} 点)向 p_{1C} 和 p_{2C} 方向扰动时的收敛性。Li 等^[18]将这一方法和伴随优化结合起来用于 U 型管、平面翼型等典型算例的优化,以降低加工制造的工艺要求。

基于特征值或特征向量扰动来量化 RANS 的不确定度在工业领域也有一定的应用基础,但仅限于较为简单的流动问题,诸如二维翼型^[19]、二维喷管^[20]、二维扩张管道^[21]、三维高层建筑风载荷^[17]以及三维风场的数值模拟^[22]。Matha 等^[23]在 2024 年基于均匀特征值扰动来预测 TUDa 大学轴流压气

机的性能,其结果与实验测量和较高精度的高保真的延迟分离涡模拟 (DDES) 方法吻合良好,而目前尚未见基于特征向量扰动的 RANS 模型不确定度量化方法应用于其他叶轮机械等复杂的流动问题中。本文基于 SST $k-\omega$ 湍流模型雷诺应力特征值和特征向量的非均匀扰动来量化湍流模型对于离心压缩机气动性能预测的不确定度,预测了某离心压缩机的气动性能极限,获得了和实验吻合的预测结果,并进一步解释了调节湍流生成项对离心压缩机不同转、静部件的影响。

1 雷诺应力的不确定度量化

根据 Boussinesq 线性涡黏假设,雷诺应力张量 $\tau_{ij} = \overline{u_i u_j}$ 可以类比黏性应力张量,以涡黏系数 μ_t 来替换运动黏性系数,通过时均流动的平均应变率张量来计算雷诺应力,其定义式为

$$\tau_{ij} = -2\mu_t \bar{S}_{ij} + \frac{2}{3}k\delta_{ij} \quad (1)$$

式中: $\bar{S}_{ij}$ 是平均应变率张量; δ_{ij} 是克罗内克符号; k 是湍动能。湍流模型中的雷诺应力张量具有对称和半正定的特性。基于涡黏假设的雷诺应力张量各向异性部分为

$$a_{ij} = -\frac{\mu_t}{k}\bar{S}_{ij} = \frac{\tau_{ij}}{2k} - \frac{1}{3}\delta_{ij} \quad (2)$$

对各向异性部分的张量进行特征分解

$$a_{ij} = q_{in}\Lambda_{nl}q_{lj} \quad (3)$$

式中: 对角矩阵 Λ_{nl} 是各向异性张量的特征值; q_{in} 和 q_{lj} 是特征向量。涡黏假设的关键是假定模型化的雷诺应力与平均应变率张量共享主方向。因此,模型化雷诺应力的特征向量与平均应变率张量的特征向量一致。尽管这在简单剪切流动中成立,但在复杂工程流动中精度有限^[21]。此外,基于涡黏假设的雷诺应力对于各向异性特征值的表达不准确。因此基于雷诺应力的可实现性,通过对雷诺应力张量的各向异性施加扰动,在一定程度上补偿涡黏假设引入的误差。尽管也可以设计对湍动能 k 的扰动,但此处不包括此类尝试,以保持当前研究不涉及用户指定的参数。扰动后的雷诺应力各向异性张量为

$$a_{ij}^* = q_{in}^*\Lambda_{nl}^*q_{lj}^* \quad (4)$$

式中: 带 * 的物理量表示扰动后的物理量,与式(3)中的各物理量一一对应。对特征值 Λ 的扰动对应于改变流动的分量特性(或雷诺应力椭球的形状)。对特征向量 q 的扰动可以改变雷诺应力椭球相对于平均应变率张量特征方向的取向。特征向量扰动与特

征值扰动一起用于重新构建扰动后的雷诺应力张量。如图 1 所示,在质心三角形内通过施加一定距离的扰动 ΔB ,便可以获得扰动后的特征值为

$$\Lambda^* = \Lambda + \Delta B(\Lambda_c - \Lambda) \quad (5)$$

其中: Λ_c 是质心三角形内部的目标特征值。特征值扰动在质心三角形中的投影具有方向和幅度,三角形的 3 个顶点分别是雷诺应力不同极限状态。如前文所述,拟各向同性湍流的特征值位于 p_{3c} 附近,采用均匀扰动方法很难将其扰动至 p_{1c} 和 p_{2c} 。非均匀扰动方法首先计算特征值在质心三角形的映射,然后计算映射点到 3 条边的距离 r_1, r_2, r_3 ,选择 3 个距离中最短距离 $r = \min(r_1, r_2, r_3)$ 作为扰动距离,并逐步将特征值扰动到不同的顶点。其基本思想是,流场中的每个点根据其位置自适应地以不同的距离进行扰动,靠近角落的点被轻微扰动,而最内层的点被显著扰动。

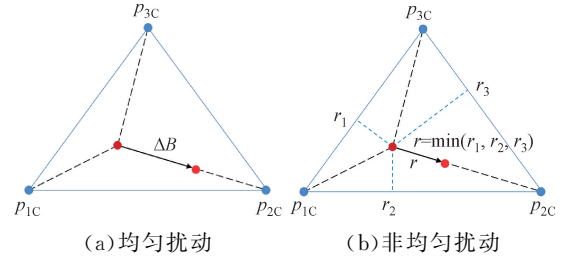


图 1 质心三角形内均匀和非均匀特征值扰动

Fig. 1 Uniform and non-uniform eigenvalue perturbations in the barycentric map

与特征值扰动不同,雷诺应力张量椭球的取向没有实际界限。Iaccarino 等^[16]建议利用雷诺应力张量与应变率张量的 Frobenius 内积的有界性,即湍动能输运方程的湍流生成项来实现特征向量的扰动。生成项表示平均速度梯度对雷诺应力的作用,并代表动能从平均速度到脉动速度的传递,这是唯一一个可用于规定局部特征向量扰动的湍流过程,而无需引入任何额外的假设。换句话说,特征向量的扰动用于调节湍流的生成机制。特征向量扰动试图通过改变椭球的对齐方式并从生成机制的极限状态中采样,以便分析最大可能生成项对流动演化的影响。结合特征值和特征向量扰动,能够从单点统计中获取极值信息以量化不确定度界限。湍流生成项扰动形式的定义为

$$P_{ij}^* = -\tau_{ij}^*\bar{S}_{ij} = \tau_{ij}^*a_{ij}\left(\frac{k}{\mu_t}\right) \quad (6)$$

仅考虑各向异性张量时湍流生成项扰动形式为

$$P_{ij}^* = -a_{ij}^*\bar{S}_{ij} = a_{ij}^*a_{ij}\left(\frac{k}{\mu_t}\right) \quad (7)$$

对于特征值扰动,质心三角形的 3 个顶点,即湍流的 3 个极限状态的特征值分别为: $\mathbf{A}_{1c} = [2/3, -1/3, -1/3]$, $\mathbf{A}_{2c} = [1/6, 1/6, -1/3]$, $\mathbf{A}_{3c} = [0, 0, 0]$, $\mathbf{a}_{ij}$ 的特征值为 $\mathbf{A} = [a_1, a_2, a_3]$, $a_1 \geq a_2 \geq a_3$ 且 $a_1 + a_2 + a_3 = 0$ 。特征值扰动可产生 3 种不同极限状态的湍流,1C、2C、3C 分别代表朝 p_{1c} 、 p_{2c} 、 p_{3c} 方向进行特征值扰动。

特征向量的扰动改变了雷诺应力椭球的对齐方式,可通过寻求 Frobenius 内积的极值来刻画所有允许的可能的动力学行为^[16]。在由应变率张量特征向量定义的坐标系中,雷诺应力特征向量的临界对齐方式由下式定义

1

0

0

0

1

0

0

0

1

;

0

0

1

0

1

0

1

0

0

(8)

该内积的范围是 $[\lambda_1 \gamma_3 + \lambda_2 \gamma_2 + \lambda_3 \gamma_1, \lambda_1 \gamma_1 + \lambda_2 \gamma_2 + \lambda_3 \gamma_3]$,其中 $\gamma_1 \geq \gamma_2 \geq \gamma_3$ 是平均应变率张量对称分量的特征值。内积的极大值对应于相应的特征值扰动,内积的极小值则是由扰动向量特征值第 1、3 分量的置换点积而成,1C-min、2C-min、3C-min 分别代表朝 p_{1c} 、 p_{2c} 、 p_{3c} 同时进行特征值和特征向量扰动。

2 离心压缩机实验条件和数值仿真

2.1 气动性能实验条件

本文所研究离心压缩机的性能实验是在沈鼓-西安交通大学 800 kW 开式实验台上完成。实验台电机的最大转速为 3 000 r/min,齿轮箱的传动比为 5.333,叶轮可实现的最大转速为 16 600 r/min,本次离心压缩机性能实验的转速为 13 990 r/min。实验台进口管道安装有过滤器,出口管道安装有消声器。流量通过标定后的孔板流量计测量,在进口和出口管道段根据 JB/T 3165—1999 标准进行总温、总压探针的布置。在设计转速下共测量 9 个工况点,从出口阀门全开的堵塞流量开始逐步减小流量至总压比最高的近失速点。此外,通过手持式粗糙度测量仪器(TIME 3222)分别对闭式离心叶轮、无叶扩压器和蜗壳等通流部件表面进行算术平均粗糙度的测量。叶轮轮盘和轮盖内侧的平均粗糙度为 6.3 μm ,扩压器表面的粗糙度为 3.2 μm ,蜗壳粗糙度约为 25 μm 。实验台的具体信息、测量仪表及其精度以及测点的具体布置位置详见文献[24]。

2.2 数值仿真计算设置

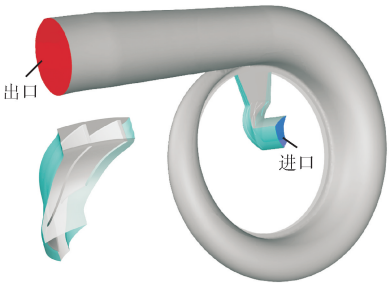
本文以 SST $k-\omega$ 湍流模型不施加扰动的预测结果为基准解,并通过特征值和特征向量非均匀扰动

在湍动能输运方程中调节生成项来预测离心压缩机的气动性能边界。采用真实几何对进口段、闭式离心叶轮、无叶扩压器、蜗壳和出口段进行建模以及网格剖分,其中离心叶轮和无叶扩压器采用单流道以减少计算量。动、静部件交界面采用混合平面法进行不同部件流场数据的处理与传递。数值模拟中壁面粗糙度采用转换系数 $C=6.3$ 来给定,即离心叶轮、无叶扩压器和蜗壳的粗糙度为 39.69、20.16、157.5 μm ,进口段和出口段的粗糙度参考离心叶轮给定。除蜗壳以外的其他部件均采用结构化网格。离心压缩机的主要几何参数如表 1 所示。离心叶轮包含 12 个主叶片和 12 个分流叶片,分流叶片居于两个相邻主叶片流道中间。叶轮的直径为 450 mm,出口相对宽度为 0.093 5。无叶扩压器为宽度渐缩的等面积扩压器。

表 1 离心压缩机的主要几何参数

Table 1 Main parameters of centrifugal compressor	
设计参数	数值
主叶片数/分流叶片数	12/12
叶轮出口叶片角/(°)	−50
流量系数	0.146 4
叶轮出口直径/mm	450
叶轮进口轮盘轮盖直径比	0.478 7
叶轮进口轮盖直径和叶轮直径比	0.665 4
扩压器出口进口直径比	1.73
叶轮出口相对宽度	0.093 5
扩压器出口进口宽度比	0.588 2

用于离心压缩机数值仿真的流体区域及叶轮叶片的前缘和尾缘网格如图 2 所示。图 2(a)蓝色和红色区域分别标定了离心压缩机的进口和出口截面。离心叶轮和扩压器划分为 12 个轴对称的流道,青色区域是单流道叶轮和扩压器的周期性交界面。压缩机进口的压力和温度参考实验条件,其中进口总压为 92 kPa,进口总温为 298 K,工质为理想空气。堵塞流量的出口边界静压为 95 kPa。整个工况线的性能预测自堵塞流量后以质量流量为出口边界条件并逐步减小流量直至近失速点,进一步通过进出口平均状态参数计算不同工况下的多变效率。



(a)离心压缩机整级仿真的流体域

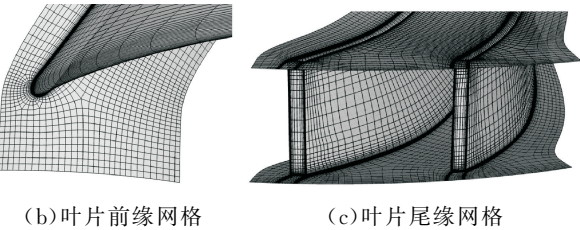


图 2 离心压缩机仿真流体域及叶轮叶片前尾缘附近网格
Fig.2 Fluid domain of the centrifugal compressor and the mesh in the leading and trailing edges of the impeller

2.3 网格无关性验证

通过对离心叶轮和扩压器的结构化网格进行如图 3 所示的无关性验证,以保证足够的网格分辨率,获得高可信度的数值仿真结果。靠近壁面的第一层网格高度分别取为 0.000 5、0.001 0、0.005 0、0.010 0 和 0.050 0 mm,对应的叶轮和扩压器单流道的结构化网格数 N 分别为 197 万、168 万、124 万、105 万、77 万。如图 3 所示,124 万和 197 万网格对应的叶轮和扩压器总压比 π_{tt} 分别为 1.670 5 和 1.669 9,多变效率 η_{pol} 分别为 0.898 9 和 0.898 4,级总压比和多变效率的相对误差分别为 0.04% 和 0.06%,完全满足网格无关性的要求。因此,本文基于 124 万网格进行相关的数值求解与分析。

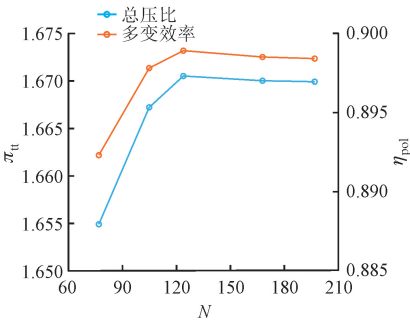


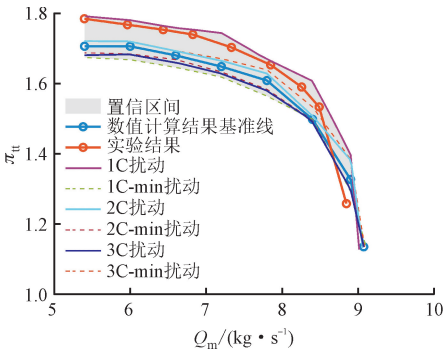
图 3 离心叶轮和扩压器的网格无关性验证
Fig.3 Validation of mesh independence of the impeller and the diffuser

3 雷诺应力张量特征值和特征向量扰动对级性能的影响

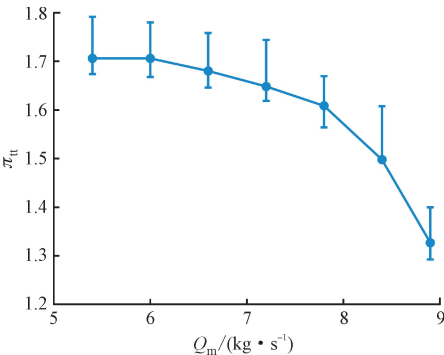
雷诺应力张量特征值和特征向量扰动的 6 种情况分别表示了湍流不同分量扰动的极大值和极小值,在理论层面量化了基于涡黏假设湍流模型对于流动求解预测的不确定度,明确了气动性能预测的边界。图 4、图 5 给出了实验测量和施加扰动前、后数值预测的总压比与多变效率。从图 4 和图 5 中可以看出,SST $k-\omega$ 模型在不施加扰动时(Baseline)对于级总压比的预测显著低于实验结果,且随着流量

的逐渐减小偏差逐渐增加,而对多变效率的预测则更为准确一些。

此次实验叶轮是模型级叶轮,因此以数值模拟不施加雷诺应力张量扰动时效率最高工况点作为设计流量点,此时质量流量 Q_m 为 7.8 kg/s。如图 4(a)所示,设计流量点数值预测的总压比为 1.608,比实验结果 1.652 低 0.044,相对偏差为 2.66%。在近失速工况点(质量流量为 5.4 kg/s),两者的总压比分别为 1.706 和 1.784,仿真预测的误差进一步增加到 0.078,相对偏差为 4.37%。图 5(a)给出了添加扰动与否的数值预测结果和实验结果的对比,在设计工况点和近失速工况点,实验测量并计算的级多变效率分别为 84.38%和78.28%,不施加雷诺应力张量扰动的数值预测结果分别比实验值低 0.01% 和 0.15%。在整个性能线左端可用工况范围内,效率偏差最大,约为 0.9%。在质量流量为 8.4 kg/s 的工况点,仿真预测的效率比实验结果低 1.4%。不施加扰动时数值预测的堵塞点流量为 9.07 kg/s,显著大于实验的测量结果 8.85 kg/s。除了仿真预测本身的偏差外,可能由于未考虑实际流动过程中的泄露损失以及叶根倒角对堵塞流量的影响。



(a)数值计算结果和实验结果总压比



(b)扰动后数值预测总压比误差带

图 4 实验测量和施加扰动前、后数值预测的总压比
Fig.4 Total pressure ratio of the experimental method and numerical method before and after perturbation

对雷诺应力张量施加特征值和特征向量的扰动以后,图 4(a)和图 5(a)的灰色区域给出了 SST $k-\omega$ 湍流模型预测气动性能的置信区间。可见,除堵塞点附近的流量预测仍存在偏差外,实验测量的离心压缩机级性能曲线均位于置信区间内,说明了采用特征值和特征向量扰动的湍流模型不确定度量化结果的有效性。在 6 种不同情况的雷诺应力张量扰动中,1C 组分的特征值扰动预测了总压比和多变效率的上限,而 1C-min 组分的特征向量扰动和 3C 组分的特征值扰动共同预测了总压比和多变效率的下限。在设计流量点,1C 扰动预测的总压比和级效率分别为 1.661 9 和 0.855 4,比不添加扰动时的基准结果分别增大 3.35%和 1.37%;1C-min 扰动预测的总压比和效率分别为 1.563 8 和 0.835 5,比不添加扰动时的基准结果分别降低 2.75%和 0.98%。在近失速工况点,1C 扰动预测的总压比和级效率分别为 1.788 7 和 0.826 1,比不添加扰动时的基准结果分别增大 4.87%和 5.53%;1C-min 扰动预测的总压比和效率分别为 1.673 5 和 0.781 3,比不添加扰动时的基准结果分别降低 1.88%和 0.19%。

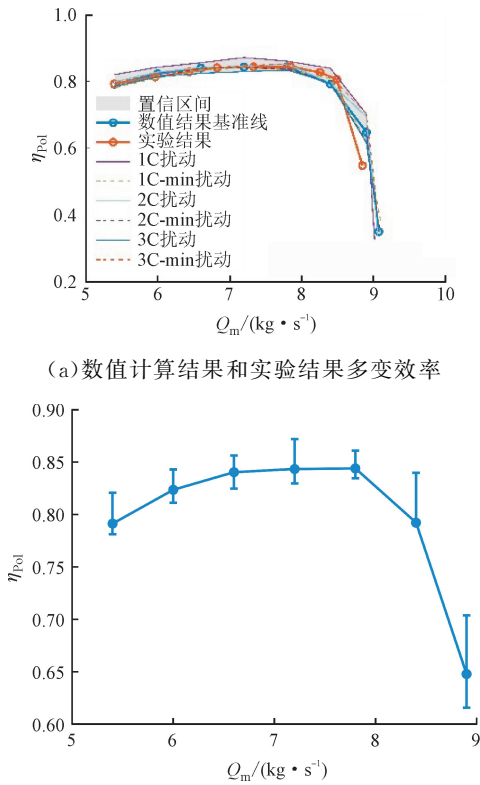


图 5 实验测量和施加扰动前、后数值预测的多变效率
Fig. 5 Polytypic efficiency of the experimental method and numerical method before and after perturbation

1C 扰动预测的堵塞点质量流量最小为 9.01 kg/s, 1C-min 扰动预测的堵塞点质量流量最大为 9.09 kg/s, 所预测的最小堵塞流量和实验测量结果的偏差为 1.81%, 低于不施加扰动时对堵塞流量的预测偏差 2.48%。从图 4(b)和图 5(b)中可以看出, SST $k-\omega$ 在不施加扰动的情况下对于气动性能的预测偏保守。从图 4(a)和图 5(a)可以进一步看出,不施加扰动工况线在 3C 和 3C-min 两种扰动的预测结果之间,说明 SST $k-\omega$ 原始模型对于湍流各向异性的预测能力较弱。

离心叶轮出口总压沿叶高分布可一定程度上说明叶轮出口流动的畸变情况。图 6 给出了质量流量 $Q_m=7.8$ kg/s 工况点叶轮出口总压沿展向分布。从图 6 可以看出,不同扰动下叶轮出口总压沿展向分布基本一致,1C 扰动和 1C-min 扰动分别对应了离心叶轮出口总压的极大极小值,其与叶轮内部的流动分离密切相关。单组分 1C 特征值和特征向量的扰动确定了本文所研究的离心叶轮内流动分离的极限,较大流动分离时叶轮出口总压较小,反之则总压较大。原始 SST $k-\omega$ 模型对分离的预测偏大,进而导致级总压比显著低于实验数据。在远离轮盘和轮盖区域,叶片做功能力沿展向逐渐增加,因此从叶根到叶顶总压也逐渐增加。

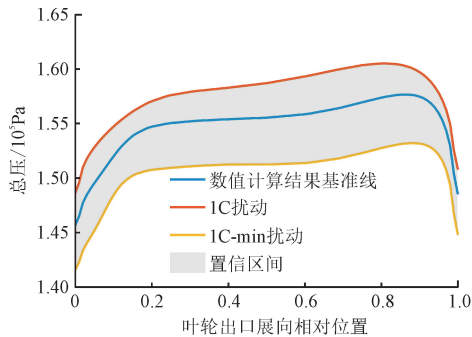


图 6 质量流量 $Q_m=7.8$ kg/s 工况点叶轮出口总压沿展向分布
Fig. 6 Distribution of total pressure on the spanwise of the impeller outlet at $Q_m=7.8$ kg/s

进一步探究不同扰动对扩压器内流动损失的影响如图 7 所示。图 6 中叶轮出口总压的展向分布较为一致,且匹配离心叶轮的是无叶扩压器,因此扩压器内压力损失的分布特性沿流向也基本一致。换句话说,离心叶轮出口的高压比对应更高效率的级性能。图 7 中 1C 扰动时扩压器入口的平均总压为 161.5 kPa,不添加扰动的入口平均总压为 158.5 kPa,而 1C-min 扰动时的平均总压为 154.1 kPa。可见,基于雷诺应力张量的扰动使得扩压器入口的压力预

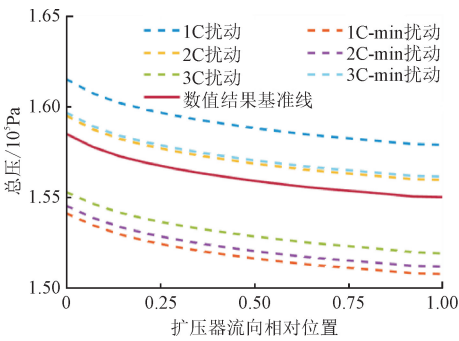


图 7 质量流量 $Q_m=7.8\text{ kg/s}$ 工况点扩压器内总压沿流向分布

Fig. 7 Distribution of total pressure on the streamwise of the vaneless diffuser at $Q_m=7.8\text{ kg/s}$

$k-\omega$ 性能预测的极限。离心叶轮下游静止部件相较于叶轮来说流动较为简单,未出现显著的流动分离,因此不同雷诺应力张量的扰动对于气动性能的影响保持一致。

雷诺应力张量的不同扰动显著改变了离心叶轮内部的流动特性,而对下游静止部件的影响较小。进一步分析设计工况点离心叶轮 50% 和 95% 叶高的相对马赫数,结果如图 9 所示。由图可见,不同扰动情形下 95% 叶高高速区的位置大小显著不同,而 50% 叶高则因为进口流动冲角匹配较好,未出现显著的低马赫数区域。1C-min、2C-min 和 3C 扰动时主叶片吸力面的流动分离发生在主叶片前缘附近,而 1C、2C 和 3C-min 扰动时的分离点沿着流向下游移动。不同扰动情形下分流叶片的分离均发生在叶片吸力面前缘,低马赫数区域在流道内的位置和大小相差不大,但 1C 扰动时分流叶片吸力面的分离涡小于其他 6 种情形。雷诺应力张量的扰动主要影响了主叶片吸力面的分离位置,进而影响了分离在流道内的发展演化。

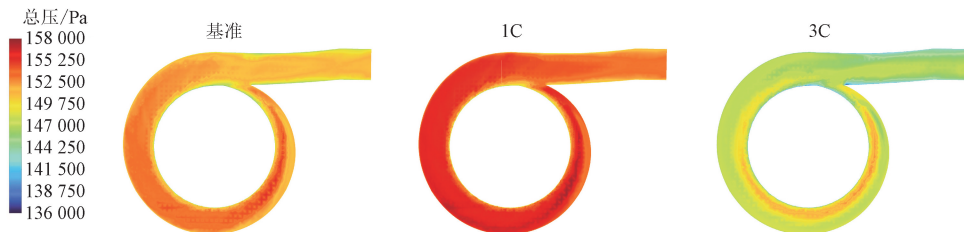


图 8 质量流量 $Q_m=7.8\text{ kg/s}$ 工况点蜗壳截面总压分布
Fig. 8 Distribution of total pressure of the volute plane at $Q_m=7.8\text{ kg/s}$

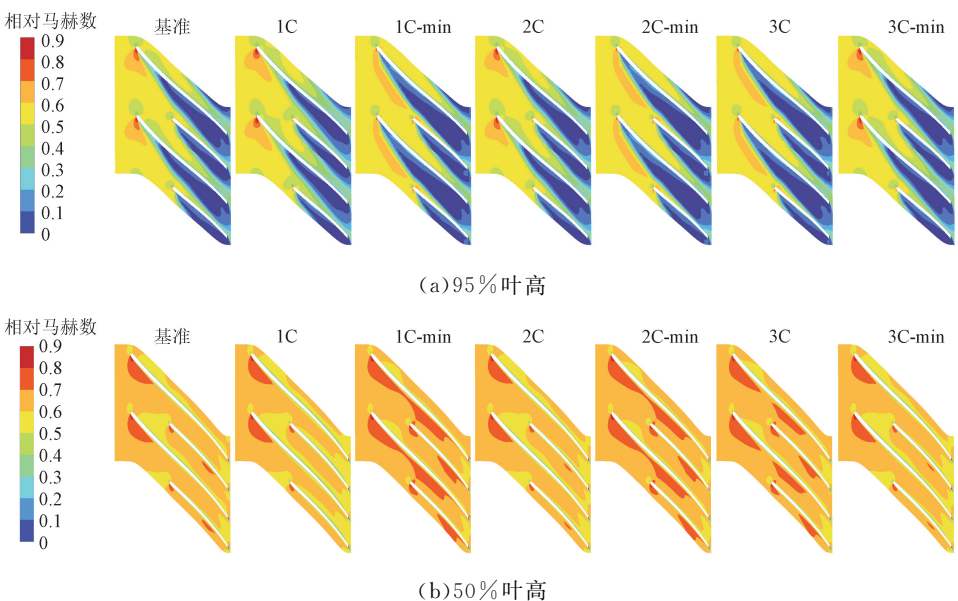


图 9 质量流量 $Q_m=7.8\text{ kg/s}$ 工况点不同叶高相对马赫数分布

Fig. 9 Distribution of relative Mach number of different spans at $Q_m=7.8\text{ kg/s}$

对于分离点提前的流动,95%叶高低马赫数区域占据了分流叶片压力面和主叶片吸力面之间的绝大部分区域,造成更大的流动损失和较小的叶轮出口总压,对应图7中1C-min、2C-min和3C的扰动,叶轮出口的总压小于未扰动的情形。在50%叶高,流道内绝大部分的相对马赫数分布比较均匀,其值在0.7附近。1C、2C和3C-min的扰动在主叶片压力面靠近分流叶片前缘的位置出现局部较低马赫数区域,而1C-min、2C-min和3C的扰动在主叶片吸力面前段产生局部较高马赫数区域。对于本文所研究的离心闭式叶轮来说,叶轮流道内的损失主要由叶片前缘叶顶附近的流动分离逐渐发展并占据流道所致。雷诺应力张量的扰动量化了SST $k-\omega$ 湍流模型对流动分离预测的不确定度。

图10显示了主叶片和分流叶片不同叶高压力载荷沿流向的分布。由于50%叶高叶片前缘未产生流动分离,不同扰动对于压力载荷的预测较为一致,置信区间范围相对较小。主叶片吸力面压力载荷的置信区间在30%流向位置以后逐渐变宽,而压力面则在60%以后逐渐变宽。分流叶片压力面载荷在整个流向位置的置信区间较宽,而吸力面则在60%流向位置以后逐渐变宽。由图9可以看出,主叶片吸力面和分流叶片压力面所在的流道在不同扰动情况下相对马赫数的波动较相邻流道更显著。

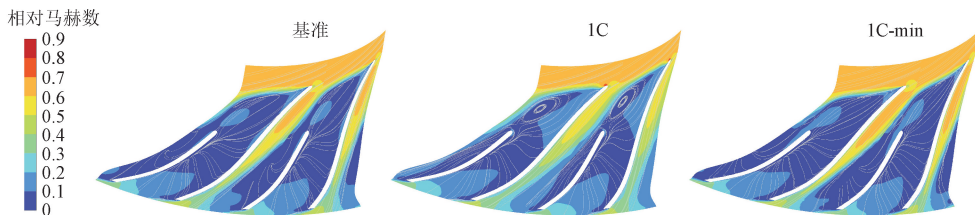


图11 近失速工况点 $Q_m = 5.4 \text{ kg/s}$ 处 95%叶高相对马赫数和流线

Fig. 11 Relative Mach number and streamlines on 95% span at near stall point with $Q_m = 5.4 \text{ kg/s}$



图12 近失速工况点 $Q_m = 5.4 \text{ kg/s}$ 处 50%叶高相对马赫数和流线

Fig. 12 Relative Mach number and streamlines on 50% span at near stall point with $Q_m = 5.4 \text{ kg/s}$

95%叶高时主叶片吸力面的流动分离均起始于叶片前缘,逐渐向下游发展并占据主叶片吸力面和

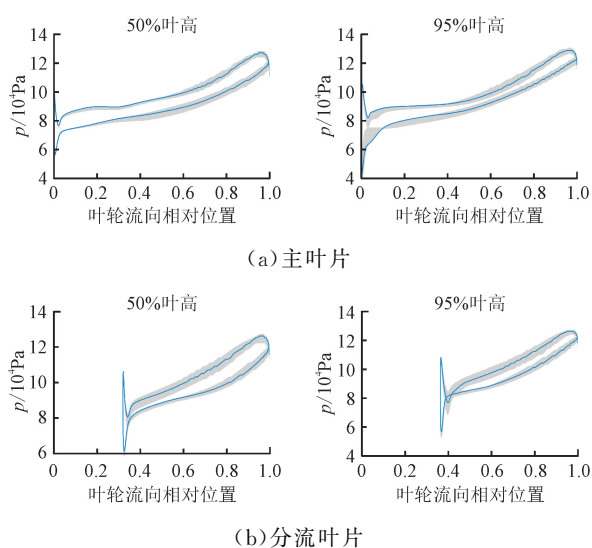


图10 质量流量为 $Q_m = 7.8 \text{ kg/s}$ 时叶片 50%和 95%叶高的载荷沿流向分布

Fig. 10 Total pressure loading of the 50% and 95% spans along the streamwise at $Q_m = 7.8 \text{ kg/s}$

将最高压比点,即质量流量为 5.4 kg/s 的工况点视为近失速工况点,在不同特征值和特征向量扰动情形下其总压比的差异比设计工况点更显著,具体如图4所示。进一步分析扰动作用最显著的1C和1C-min对近失速点不同叶高流动分离的预测,如图11和图12所示。

分流叶片压力面的全部流道,分流叶片完全失去了做功能力。1C-min扰动和未施加扰动时分流叶片

吸力面和主叶片压力面之间的流道下游几乎被分离涡所占据,使得主叶片对工作介质的做功能力也逐步下降,进而导致离心压缩机失速。如图11中深蓝色区域所示,1C扰动所对应的分离区域相对较小,叶轮的整体做功能力显著强于1C-min扰动和未施加扰动情形。

与设计工况点50%叶高未发生流动分离所不同,近失速工况点在主叶片吸力面和分流叶片压力面之间流道的下游也出现了流动分离,并占据了相应流道出口的部分区域,而主叶片压力面和分流叶片吸力面之间的流道未发生流动分离。图12中1C扰动时主叶片吸力面流动分离的位置比1C-min扰动和未施加扰动时更偏向叶轮出口移动,且低马赫数区域更小。1C特征值扰动所对应的湍流生成项对于离心压缩机数值仿真来说更加保守地预测了流动分离,而1C-min特征向量的扰动所预测的流动分离则更加激进。

4 结 论

采用RANS模型预测离心压缩机的气动性能往往与实验结果有一定的偏差,通过对雷诺应力张量施加特征值和特征向量的扰动可以量化湍流模型中涡黏假设的不确定度,进而准确地预测离心压缩机性能的置信区间。本文通过对雷诺应力张量的特征值和特征向量施加非均匀扰动,预测了离心压缩机总压比和级多变效率在不同流量点的上下限,同时置信区间完全覆盖了实验数据计算得到的性能,得出的主要结论如下。

(1)在离心压缩机级性能曲线的左端可用工况,基于雷诺应力张量的扰动所获得气动性能预测的置信区间完全覆盖了不施加扰动时与实验结果的最大总压比偏差4.37%和最大多变效率偏差0.9%。

(2)在不考虑离心压缩机的泄露以及叶根倒圆对通流面积的影响,不施加扰动时预测的堵塞点流量和实验值偏差为2.48%,而施加扰动后这一数值的偏差降低为1.81%。

(3)本文所研究的离心压缩机匹配无叶扩压器,不同组分特征值和特征向量的扰动对离心叶轮主叶片吸力面分离流产生位置以及分离涡大小的预测决定了对级性能的预测,下游静止部件在不同扰动情况下总压沿流向分布的趋势保持一致。

参考文献:

[1] DURAISAMY K, IACCARINO G, XIAO Heng.

Turbulence modeling in the age of data [J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2019, 51: 357-377.

[2] LUPANDIN A I. Effect of flow turbulence on swimming speed of fish [J]. Biology Bulletin, 2005, 32 (5): 461-466.

[3] 刘毅. 湍流的高效模拟方法及其不确定性量化分析研究 [D]. 西安: 西北工业大学, 2020.

[4] XIAO Heng, CINNELLA P. Quantification of model uncertainty in RANS simulations; a review [J]. Progress in Aerospace Sciences, 2019, 108: 1-31.

[5] 姜超. 基于机器学习的湍流封闭建模和分析理论 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2023.

[6] BRUNTON S L, NOACK B R, KOUMOUTSAKOS P. Machine learning for fluid mechanics [J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 2020, 52: 477-508.

[7] LING Julia, KURZAWSKI A, TEMPLETON J. Reynolds averaged turbulence modelling using deep neural networks with embedded invariance [J]. Journal of Fluid Mechanics, 2016, 807: 155-166.

[8] LIU Junnan, WANG Dingxi, HUANG Xiuquan. Investigation of turbulence models for aerodynamic analysis of a high-pressure-ratio centrifugal compressor [J]. Physics of Fluids, 2023, 35(10): 106108.

[9] ALI S, ELLIOTT K J, SAVORY E, et al. Investigation of the performance of turbulence models with respect to high flow curvature in centrifugal compressors [J]. Journal of Fluids Engineering, 2016, 138(5): 051101.

[10] BOURGEOIS J A, MARTINUZZI R J, SAVORY E, et al. Assessment of turbulence model predictions for an aero-engine centrifugal compressor [J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(1): 011025.

[11] 张磊, 董铮, 杨振宇, 等. 超临界二氧化碳循环离心压缩机性能与流场分析 [J]. 工程热物理学报, 2023, 44(5): 1209-1218.

ZHANG Lei, DONG Zheng, YANG Zhenyu, et al. Performance and flow field analysis of supercritical carbon dioxide circulation centrifugal compressor [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2023, 44(5): 1209-1218.

[12] 舒博文, 杜一鸣, 高正红, 等. 典型航空分离流动的雷诺应力模型数值模拟 [J]. 航空学报, 2022, 43 (11): 479-494.

SHU Bowen, DU Yiming, GAO Zhenghong, et al. Numerical simulation of Reynolds stress model of typical aerospace separated flow [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2022, 43(11): 479-494.

[13] LUMLEY J L. Computational modeling of turbulent flows [J]. Advances in Applied Mechanics, 1979, 18:

- 123-176.
- [14] EMORY M, LARSSON J, IACCARINO G. Modeling of structural uncertainties in Reynolds-averaged Navier-Stokes closures [J]. *Physics of Fluids*, 2013, 25 (11): 110822.
- [15] BANERJEE S, KRAHL R, DURST F, et al. Presentation of anisotropy properties of turbulence, invariants versus eigenvalue approaches [J]. *Journal of Turbulence*, 2007, 8: N32.
- [16] IACCARINO G, MISHRA A A, GHILI S. Eigenspace perturbations for uncertainty estimation of single-point turbulence closures [J]. *Physical Review Fluids*, 2017, 2(2): 024605.
- [17] HUANG Zhu, MISHRA A, IACCARINO G. A nonuniform perturbation to quantify RANS model uncertainties [EB/OL]. (2021-01-01) [2025-03-01]. https://web.stanford.edu/group/ctr/ResBriefs/2020/22_Huang.pdf.
- [18] LI Anna, WANG Tongsheng, CHEN Jianan, et al. Adjoint design optimization under the uncertainty quantification of Reynolds-averaged Navier-stokes turbulence model [J]. *AIAA Journal*, 2024, 62 (7): 2589-2600.
- [19] MATHA M, KUCHARCZYK K, MORSEBACH C. Evaluation of physics constrained data-driven methods for turbulence model uncertainty quantification [J]. *Computers & Fluids*, 2023, 255: 105837.
- [20] 李安娜, 孙中国, 黄柱, 等. 考虑湍流模型不确定性量化的喷管伴随优化设计 [J]. *西安交通大学学报*, 2025, 59(3): 1-8.
- LI Anna, SUN Zhongguo, HUANG Zhu, et al. Adjoint optimization design of nozzle considering uncertainty quantification of turbulence model [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2025, 59(3): 1-8.
- [21] THOMPSON R L, MISHRA A A, IACCARINO G, et al. Eigenvector perturbation methodology for uncertainty quantification of turbulence models [J]. *Physical Review Fluids*, 2019, 4(4): 044603.
- [22] EIDI A, GHIASSI R, YANG Xiang, et al. Model-form uncertainty quantification in RANS simulations of wakes and power losses in wind farms [J]. *Renewable Energy*, 2021, 179: 2212-2223.
- [23] MATHA M, MÖLLER F M, BODE C, et al. Advanced methods for assessing flow physics of the TU Darmstadt compressor stage: uncertainty quantification of RANS turbulence modeling [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2025, 147(8): 081004.
- [24] XI Guang, ZHAO Chenxi, TANG Yonghong, et al. Comparison study on stage performance of centrifugal compressors with shrouded and unshrouded impellers [C]// *ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. New York, USA: ASME, 2021: V02DT37A013.
- [25] TANG Yonghong, XI Guang, WANG Zhiheng, et al. Quantitative study on equivalent roughness conversion coefficient and roughness effect of centrifugal compressor [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2020, 142 (2): 021208.

(编辑 武红江)