

流体机械旋转湍流计算模型研究进展

王福军

(中国农业大学北京市供水管网系统安全与节能工程技术研究中心, 北京 100083)

摘要: 旋转湍流是泵、水轮机、风力机和压缩机等流体机械中的典型流动现象,其三维随机脉动特性很强,具有逆压梯度高、流线曲率大、壁面影响突出等特点。目前存在多种湍流模型,但都有各自的适用范围,尚不存在一个通用的湍流模型。现有湍流模型在物理和数值方面的预测性能还未达到流体机械实际需求。针对强旋转和大曲率流动,本文阐述了湍流模型的发展。从湍流核心区的高雷诺数流动、近壁区低雷诺数流动和层流到湍流的转捩流动等不同方面,分析了现有湍流模型在流体机械中的适用性。指出了典型湍流模型在求解旋转湍流时存在的问题,探索了针对不同求解目标引用不同湍流模型的有效途径和方法,对湍流模型的发展趋势及湍流模型在流体机械中的应用进行了展望。

关键词: 流体机械; 旋转湍流; 湍流模型

中图分类号: TK72; O357.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2016)02-0001-14

Research Progress of Computational Model for Rotating Turbulent Flow in Fluid Machinery

Wang Fujun

(Beijing Engineering Research Center of Safety and Energy Saving Technology for Water Supply Network System, China Agricultural University, Beijing 100083, China)

Abstract: Rotating turbulent flows are widely existed in pumps, turbines, compressors and other fluid machinery. The three-dimensional stochastic fluctuations are very strong in this kind of flow. The high adverse pressure gradient, large streamline curvature and complex wall surface in rotating turbulent flow have significant effects on the performance of fluid machinery. Although a lot of turbulence models have been developed, there is no universal turbulence model that could be used to simulate rotating turbulent flow in fluid machinery. Each turbulence model has its own applicable scope. The prediction performance of the existing turbulence models either in physical or numerical aspects has not yet met the actual need of fluid machinery. Aiming at strong rotating and large curvature turbulent flow, the turbulence models were reviewed. From three aspects of the high Reynolds number flow in turbulent core area, the low Reynolds number flow near wall and the transition flow from laminar to turbulent areas, the applicability of existing turbulence models for fluid machinery was analyzed. The problems of two series turbulence models, including Reynolds-averaged Navier – Stokes models and scale-resolving simulation models used in solving rotating turbulent flow were compared. The typical Reynolds-averaged Navier – Stokes models introduced included Spalart – Allmaras, $k - \varepsilon$, $k - \omega$, V2F and RSM models. The typical scale-resolving simulation models included LES, SAS, DES and ELES models. The effective methods to use the suitable turbulence model for different problems and different targets were investigated. The development trend of turbulence model and the application of turbulence model in fluid machinery were discussed.

Key words: fluid machinery; rotating turbulent flow; turbulence model

收稿日期: 2015-11-16 修回日期: 2015-11-27

基金项目: 国家自然科学基金项目(51139007)和“十二五”国家科技支撑计划项目(2015BAD20B01)

作者简介: 王福军(1964—),男,教授,博士生导师,主要从事流体机械及流体动力学研究,E-mail: wangfj@cau.edu.cn

引言

流体机械是以流体为工作介质并实现能量转换的机械,通常包括泵、水轮机、汽轮机、燃气轮机、风力机、通风机、压缩机和液力耦合器等。流体机械的基本功能是能量转换,核心组件是叶轮,因此,流体机械也称叶轮机械。流体机械流动分析的重点是叶轮内部的旋转流动。通过流动分析,可以获得流场速度、压力、温度等物理量的分布,发现不同尺度的旋涡结构,找出能量损失的主要部位,从而为优化水力设计、提高水力性能提供依据。

流体机械流动的雷诺数通常在 10^5 以上,流动多处于湍流状态^[1]。在各种流体动力学实践中,流体机械流动被认为是最复杂的流动之一^[2]。相对于其他流动,流体机械流动具有 3 个显著特点:强旋转、大曲率和多壁面。流体机械涉及轮毂比、叶片间距、叶片展弦比、叶片安放角、叶尖间隙等多个复杂几何参数,涉及动静-耦合作用、主流-边界层相互作用、逆压梯度、流动分离、尾迹-射流、间隙流动、转捩流动等 20 种以上的复杂流动现象^[3]。流体机械内部流动具有比较强烈的旋转性、瞬态性、脉动性和非线性特点。这些因素显著增加了流体机械流场分析难度,使得常规流动分析方法很难在流体机械非设计工况下取得符合实际的计算结果,也使得流体机械的流动分析方法具有某些特殊属性^[4]。

随着流体机械流动计算方法从通流计算、准三维计算、三维单流道计算向三维全流道粘性计算的发展,湍流模型发挥着越来越重要的作用^[3,5]。流体机械二次流及其与主流相互作用的预测精度非常依赖于湍流模型,流体机械全流道三维非定常粘性计算的精度在未来很多年内将受到湍流模型局限性的影响。

目前可供选择的湍流模型众多,但尚不存在一个通用的湍流模型^[5]。本文针对流体机械存在的旋转湍流特点,对现有常用的湍流模型进行分析,比较不同模型的优缺点及应用范围,探讨湍流模型的发展趋势。

1 湍流计算方法分类

1.1 湍流的特点

湍流是不规则、多尺度、有结构的流动,一般是三维、非定常的,具有很强的扩散性和耗散性^[6]。从物理结构上看,湍流是由各种不同尺度的带有旋转结构的涡叠合而成的流动,这些涡的大小及旋转轴的方向分布是随机的。大尺度的涡主要由流动的边界条件决定,其尺寸可以与流场的大小相比拟,它

主要受惯性影响而存在,是引起低频脉动的原因;小尺度的涡主要是由粘性力决定,其尺寸可能只有流场尺度的千分之一的量级,是引起高频脉动的原因^[7]。大尺度的涡破裂后形成小尺度的涡,较小尺度的涡破裂后形成更小尺度的涡。在充分发展的湍流区域内,流体涡的尺寸可在相当宽的范围内连续变化。大尺度的涡不断地从主流获得能量,通过涡间的相互作用,能量逐渐向小尺寸的涡传递。最后由于流体粘性的作用,小尺度的涡不断消失,机械能就转化为流体的热能。同时由于边界的作用、扰动及速度梯度的作用,新的涡旋又不断产生,湍流运动得以发展和延续。

相比于一般湍流,旋转湍流中的旋转效应改变了近壁湍流脉动旋度,圆周方向湍流强度增强^[8]。在流体机械中,由于强旋转、大曲率和多壁面的共同影响,旋转湍流的各向异性特性更加突出,更容易产生流动分离,在叶片表面存在更大范围的强剪切流动,甚至是由层流到湍流的转捩流动^[5]。

1.2 湍流计算方法

无论湍流运动多么复杂,非稳态的连续方程和 Navier-Stokes 方程对于湍流的瞬时运动仍然是适用的。但是,湍流所具有的强烈瞬态性和非线性使得与湍流三维时间相关的全部细节无法用解析的方法精确描述,况且湍流流动的全部细节对于工程实际来说意义不大,因为人们所关心的经常是湍流所引起的平均流场变化^[7]。这样,就出现了对湍流进行不同简化处理的数学计算方法。其中,最原始的方法是基于统计平均或其他平均方法建立起来的时均化模拟方法。但这种基于平均方程与湍流模型的研究方法只适用于模拟小尺度的湍流运动,不能够从根本上解决湍流计算问题。为了使湍流计算更能反映不同尺度的旋涡运动,研究人员后来又发展了大涡模拟、分离涡模拟与直接数值模拟等方法^[9]。总体来说,湍流的计算方法主要分为 3 类:雷诺时均模拟、尺度解析模拟和直接数值模拟。其中,前 2 类方法可看成是非直接数值模拟方法。

雷诺时均模拟方法是指在时间域上对流场物理量进行雷诺平均化处理,然后求解所得到的时均化控制方程^[6]。比较常用的模型包括 Spalart-Allmaras 模型、 $k-\varepsilon$ 模型、 $k-\omega$ 模型和雷诺应力模型等。雷诺时均模拟方法计算效率较高,解的精度也基本可以满足工程实际需要,是流体机械领域使用最为广泛的湍流数值模拟方法。

尺度解析模拟方法是指对流场中一部分湍流进行直接求解,其余部分通过数学模型来计算^[10]。比较常用的模型包括大涡模拟、尺度自适应模拟、分离

涡模拟和嵌入式大涡模拟等。这种方法对流场计算网格要求较高,特别是近壁区的网格密度要远大于雷诺时均法,因此所需要的计算机资源较大,但在求解瞬态性和分离性比较强的流动,特别是流体机械偏离设计工况的流动时具有优势^[11]。

直接数值模拟方法(Direct numerical simulation, DNS)是直接利用瞬态 Navier-Stokes 方程对湍流进行计算,理论上可以得到准确的计算结果^[12]。但是,在高雷诺数的湍流中包含尺度为 $10 \sim 100 \mu\text{m}$ 的涡,湍流脉动的频率常大于 10 kHz ,只有在非常微小的空间网格长度和时间步长下,才能分辨出湍流中详细的空间结构及变化剧烈的时间特性^[9]。对于这样的计算要求,现有的计算机能力还是比较困难的,DNS 目前还无法用于真正意义上的工程计算。但是,局部时均化模型^[13]为开展 DNS 模拟提供了一种间接方法。该模型是一种桥接模型,通过控制模型参数可以实现从雷诺时均模拟到接近 DNS 的数值计算,是一种有着发展潜力的计算模型。

此外,湍流计算还不可避免地涉及近壁面区域的低雷诺数计算^[6]。所采用的湍流计算方法不同,相应的近壁区处理模式也不同。目前常用的近壁区处理模式主要包括壁面函数法和近壁模型法。前者计算效率高,后者计算精度好。

2 雷诺时均模拟方法

雷诺时均模拟方法是指求解时均化的 Navier-Stokes 方程(Reynolds-averaged Navier-Stokes, RANS)的数学解法,常简称 RANS 方法^[6]。RANS 方法不直接求解瞬时的 Navier-Stokes 方程,而是将瞬态的脉动量通过某种模型在时均化的方程中体现出来,然后求解被简化的时均方程。RANS 方法的最大优势在于计算效率高,是目前流体机械领域使用最广泛的湍流数值模拟方法之一。

RANS 方法的关键是体现瞬态脉动量的雷诺应力的描述。雷诺应力把湍流的脉动值与时均值等联系起来。由于没有特定的物理定律可以用来描述雷诺应力,所以必须引入某种假定来建立关于雷诺应力的数学模型,因此,也就产生了不同的湍流模型^[6]。根据对雷诺应力作出的假定或处理方式不同,目前常用的 RANS 湍流模型包括涡粘模型和雷诺应力模型。

涡粘模型的基本思想是引入湍动粘度 μ_t ,然后根据 Boussinesq 假定^[14]把雷诺应力表示成 μ_t 的函数^[6]。依据确定湍动粘度时采用的微分方程数目,涡粘模型分为零方程模型、一方程模型和两方程模型。所谓零方程模型,是指不使用微分方程,而用代

数关系式,把湍动粘度与时均值联系起来的模型。由于零方程模型的计算精度有限,故在实际工程中应用不多。所谓一方程模型,是指通过求解一个附加的微分方程来计算 μ_t 的模型。典型的一方程模型是 Spalart-Allmaras 模型^[15]。一方程模型具有计算简单的特点,在某些特殊条件下也可以得到工程上可以接受的解,因此,在流体机械中也在一定程度得到了应用。所谓两方程模型是指引入两个附加方程来计算 μ_t 。常用的两方程模型主要有 $k-\varepsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型。相比于零方程模型和一方程模型,两方程模型具有计算精度高的特点,在流体机械中使用最为广泛^[3]。

雷诺应力模型是指针对雷诺应力张量的所有分量构造附加输运方程,然后联立求解时均化的 RANS 方程、新建立的附加输运方程及关于耗散率 ε 或比耗散率 ω 的附加尺度确定方程^[6]。该模型的优势在于更加细致地考虑了流线曲率、旋流、旋转及应变率的快速变化,避免了涡粘模型中的各向同性假定,因此,在求解复杂流动时可以给出更高的计算精度^[16]。其主要缺点是计算量大,在工程应用中受到一定限制。

RANS 方法经常被用于模拟稳态流动。但是,有些物理问题,具有时间相关的非稳态性,如流体机械的动静耦合分析^[17],这时就需要采用非稳态雷诺时均 Navier-Stokes 方程进行模拟,此时的模拟方法被称为 URANS 方法。对于同一个物理问题,用 RANS 和 URANS 计算得到的结果有时会有较大差异。例如,对于圆柱绕流问题,虽然来流是稳态的,但圆柱后面可能会形成非稳态的脱落涡,如果采用 RANS 方法模拟,则很难看到涡带的摆动;而采用 URANS 方法模拟,则可以较准确地再现这一动态特性^[18]。流体机械中的叶片绕流与圆柱绕流问题非常接近,因此,如果要求解流体机械速度场,原则上应该用 URANS 进行模拟,而不是 RANS 模拟^[19]。原则上,能够用于 RANS 方法的各种湍流模型都可用于 URANS 方法,且在应用上的区别不大。

2.1 $k-\varepsilon$ 模型

$k-\varepsilon$ 模型是指通过引入关于湍动能 k 和湍动耗散率 ε 的输运方程,并借助 k 和 ε 表征湍动粘度 μ_t 来实现雷诺时均模拟的两方程模型,是典型的涡粘模型。这个系列的模型包括 Launder 和 Spalding 提出的标准 $k-\varepsilon$ 模型和各种改进模型^[20],另外还有许多经过修正的低雷诺数 $k-\varepsilon$ 模型^[21-22]。自标准 $k-\varepsilon$ 模型出现以来,该模型就以模型简单、计算稳定性好、计算效率高而广泛应用于各种湍流模拟中。

在标准 $k-\varepsilon$ 模型^[20] 中,用湍动能 k 反映特征速度,用湍动耗散率 ε 反映特征长度尺度,用二者的函数关系来反映湍动粘度,利用 Boussinesq 假定^[14] 表示雷诺应力。模型通过求解动量方程、连续方程、 k 方程和 ε 方程确定脉动特征速度与平均速度梯度的关系,特征长度不是由经验确定,而是以耗散尺度作为特征长度,并由求解相应的微积分方程得到。模型在一定程度上考虑了流场各点的湍动能传递及流动的继承性。大量计算结果表明,模型能够较好地用于模拟某些较为复杂的流动,在流体机械中应用也比较广泛。但是,标准 $k-\varepsilon$ 模型也存在一定的局限性,首先是 Boussinesq 假定的引入导致湍动粘度是各向同性的,即雷诺应力各个分量采用相同的湍动粘度来计算,这在弯曲流线的情况下,模型将不能反映湍流的各向异性特性,因此,将标准 $k-\varepsilon$ 模型用于强旋流或带有弯曲壁面的流动时,结果会出现一定失真。其次,该模型是针对充分发展的湍流而建立的,即它是一种高雷诺数湍流模型,而对于雷诺数较低的流动,特别是近壁区流动,不能直接模拟,必须借助壁面函数或其他低雷诺数模型完成模拟^[16]。再者,模型引入了过多的经验系数,这些系数限制了模型的使用范围。

RNG $k-\varepsilon$ 模型^[23] 使用了一种被称为重正化群的统计技术,通过修正湍动粘度考虑了平均流动中的旋转及旋流情况,同时在 ε 方程中增加了反映主流时均应变率的一项,从而,RNG $k-\varepsilon$ 模型可以更好地处理带旋流、高应变率流动及流线弯曲程度较大的流动,在流体机械中展现出了明显优于标准 $k-\varepsilon$ 模型的解析能力^[24]。

Realizable $k-\varepsilon$ 模型^[25] 从另外一个角度对标准 $k-\varepsilon$ 模型进行了改进:在湍动粘度中引入了与旋转和曲率有关的内容,根据均方涡量脉动动态方程修正了耗散率方程,从而使该模型具有了类似于 RNG $k-\varepsilon$ 模型的特点,可以用来模拟旋转均匀剪切流、包含有射流和混合流的自由流动及带有分离的流动等。在泵站进水池的模拟中,Realizable $k-\varepsilon$ 模型可以更好地模拟表面旋涡和附壁涡^[11]。

2.2 $k-\omega$ 模型

$k-\omega$ 模型是在 $k-\varepsilon$ 模型之后发展起来的另一类两方程涡粘模型。 $k-\omega$ 模型用比耗散率 ω 的方程代替了 $k-\varepsilon$ 模型中的耗散率 ε 的方程。比耗散率 ω 实际是 ε 与 k 的比值: $\omega = \varepsilon C/k$,其中 C 表示与流体特性有关的系数。因此比耗散率也可以看成是单位湍动能的耗散率,其单位是 $1/s$,也叫做湍动频率^[6]。用 ω 方程代替 $k-\varepsilon$ 模型中的 ε 方程之后,带来的直接好处之一是改进了近壁区低雷诺数流动

的处理方式,不再像 $k-\varepsilon$ 模型那样需要构造复杂的非线性衰减函数,从而提高了近壁区流动的计算精度。其次, $k-\omega$ 模型一般不存在 $k-\varepsilon$ 模型所具有的高估计湍流输运作用的问题,从而可较好地预测带有逆压梯度的流动分离问题^[26]。目前可供选择的 $k-\omega$ 模型主要有 3 种:Wilcox $k-\omega$ 模型、Baseline $k-\omega$ 模型和 SST $k-\omega$ 模型。

Wilcox $k-\omega$ 模型^[27] 是一种基于 k 输运方程和 ω 输运方程的经验性模型,拥有 10 多个模型参数,近几年被不断完善,在预测自由剪切流时取得较好效果,特别是在近壁区流动分析时,其性能比 $k-\varepsilon$ 模型有较大提高^[16]。在某些 CFD 软件中,该模型稍作修改后作为标准 $k-\omega$ 模型使用。

然而,Wilcox $k-\omega$ 模型对自由来流的 ω 值非常敏感,当入口处指定的 ω 值发生改变时,模型结果会发生很大变化。为此,Menter^[28] 开发了 2 种新模型:Baseline (BSL) $k-\omega$ 模型和剪切应力输运 (Shear stress transport, SST) $k-\omega$ 模型。BSL $k-\omega$ 模型^[28] 将 Wilcox $k-\omega$ 模型与 $k-\varepsilon$ 模型结合在一起,通过混合函数在近壁区使用 Wilcox $k-\omega$ 模型,在近壁区之外及自由剪切流动中使用标准 $k-\varepsilon$ 模型,从而既保留了 Wilcox $k-\omega$ 模型在近壁区、 $k-\varepsilon$ 模型在自由剪切层中各自的优势,又克服了 Wilcox $k-\omega$ 模型对自由来流 ω 值的敏感性。BSL $k-\omega$ 模型的缺点是其不能准确预测来自于光滑表面的流动分离起点位置及分离区大小,原因在于模型没有考虑湍流剪切应力的传输效应。这也导致了对涡粘系数的过高估计。针对此问题,Menter 通过对涡粘系数定义的限制性修正,考虑了逆压边界层中湍流剪切应力传输效应,进一步设计出 SST $k-\omega$ 模型。SST $k-\omega$ 模型^[28] 整体上与 BSL $k-\omega$ 模型类似,也是通过混合函数将 Wilcox $k-\omega$ 模型应用于边界层内,将 $k-\varepsilon$ 模型进行适当变换之后应用于边界层之外的湍流核心区。SST $k-\omega$ 模型可以精确地预测更广泛范围内的流动,特别是可以有效预测逆压梯度条件下流体分离的开始点和分离区大小^[29]。

文献[30]通过对常用湍流模型的对比,发现 SST $k-\omega$ 湍流模型计算的轴流泵叶顶泄漏涡运动轨迹与试验结果吻合度要优于其他模型。当然,在使用 SST $k-\omega$ 模型时,需要注意模型系数对计算结果的影响^[31]。任芸等^[32] 通过对模型系数的研究,提出了一种考虑旋转和曲率影响的改进 SST $k-\omega$ 模型,提高了旋转湍流计算精度。越来越多的学者认为,SST $k-\omega$ 模型是流体机械领域应该优先选用的两方程模型^[32-33]。

2.3 V2F 模型

V2F 模型^[34]是一种与 $k-\varepsilon$ 模型类似的涡粘模型,但它针对 $k-\varepsilon$ 模型在用于近壁区流动时所存在的问题进行了改进。

各种 $k-\varepsilon$ 模型都建立在准各向同性的基础上,忽略了速度梯度的快速变化,并用代数表达式对压力与速度的脉动关联项进行模拟,属于代数涡粘模型,在应用于近壁区湍流,特别是旋转较强、曲率较大的近壁区湍流时,不能反映各向异性特性。而 V2F 模型在标准 $k-\varepsilon$ 模型的基础上,增加了 2 个附加方程:一是关于垂直于壁面的速度脉动项 $\overline{v^2}$ 的输运方程,另一个是关于椭圆松弛函数 f 的输运方程。这 2 个方程的加入,反映了近壁区湍流各向异性与非局部应力-应变关系,也被称为非线性涡粘模型。V2F 模型最早由 Durbin 等^[34]提出,曾经是一个广义低雷诺数湍流模型,可以直接求解从湍流核心区到壁面的全范围流动,而无需借助壁面函数。此外,湍动粘度不再通过 k 和 ε 计算,而是通过 $\overline{v^2}$ 计算。该模型后来得到了 Durbin 团队^[35]的不断修改和完善,已经可以用于带有分离特征的高雷诺数流动,目前已集成到 Fluent 和 STAR CCM+ 等商用 CFD 软件。

2.4 涡粘模型的修正

涡粘模型的缺点之一是对流线曲率和系统旋转的不敏感性^[36],而流线曲率大、系统旋转强又是流体机械的显著特点。因此,在流体机械旋转湍流分析中,必须借助某种方式将对湍流生成项进行修正,以充分考虑曲率和旋转的影响。Spalart 和 Shur 提出的修正公式^[36-37]为

$$f_{rotation} = (1 + c_{r1}) \frac{2r^*}{1 + r^*} [1 - c_{r3} \arctan(c_{r2} \dot{r})] - c_{r1} \tag{1}$$

式中 $r^*, \dot{r}$ ——系统旋转速度 Ω^{rot} 的函数
 c_{r1}, c_{r2}, c_{r3} ——经验系数,一般分别取 1、2、1
式(1)是考虑系统旋转和曲率影响的修正函数。 $f_{rotation}$ 作为一个乘数,将其作用到湍流生成项的公式为

$$P_k \rightarrow P_k f_r$$
$$f_r = \max \{0, 1 + C_{scale} (\hat{f}_r - 1)\}$$
$$\hat{f}_r = \max \{\min(f_{rotation}, 1.25), 0\}$$

式中 P_k ——湍流模型中的湍流生成项
 C_{scale} ——为了考虑曲率影响而引入的尺度系数,缺省值取 1

原始函数 $f_{rotation}$ 被限制在 0 ~ 1.25 之间。0 一般代表凸曲率流动,如没有湍流生成项的稳定流动;

1.25 一般代表非常强的凹曲率流动,如具有强化湍流生成项的流动。下限的引入,是出于数值稳定的考虑,而上限的引入,是为了壁面大曲率和强旋转流动中对湍动粘度的过高估计。1.25 的上限值,被多个算例证明是非常合适的^[38]。

式(1)给出的修正公式,对于标准 $k-\varepsilon$ 模型、RNG $k-\varepsilon$ 模型、Realizable $k-\varepsilon$ 模型、Wilcox $k-\omega$ 模型、Baseline $k-\omega$ 模型、SST $k-\omega$ 模型,甚至 SAS-SST 模型和 DES-SST 模型,都是适用的。但是,RNG $k-\varepsilon$ 模型和 Realizable $k-\varepsilon$ 模型本身已经添加了考虑旋转和旋流作用的有关项,因此,式(1)的修正公式对这 2 个模型作用不大,但使用后,可使模型更加完善^[16]。

两方程模型存在的另一个缺点是在流动的驻点附近对湍流能量的过高估计。为了避免滞止区湍动能的累积,可以通过 2 种方式对湍流方程中的生成项加以限制。第 1 种方式是采用 Menter 方法^[28],即直接用 $\min(G_k, C_{lim} \rho \varepsilon)$ 公式来限制生成项 G_k ,其中 C_{lim} 表示限制系数,一般取 10.0, ρ 表示流体密度。第 2 种方式是采用 Kato 和 Launder 方法^[39],即针对驻点附近流动几乎无旋的特点,根据涡度值 Ω 重新计算生成项 $G_k = \mu_t S \Omega$,这里 S 表示应变率张量。

2.5 雷诺应力模型

雷诺应力模型 (Reynolds stress models, RSM) 是指针对雷诺应力张量的所有分量构造附加输运方程,然后联立求解时均化的 RANS 方程,新建立的附加输运方程及关于耗散率 ε 或比耗散率 ω 的附加尺度确定方程。对于三维问题,这意味着需要求解 7 个附加输运方程^[6]。相对于涡粘模型,RSM 计算量大,因此在工程应用中受到一定限制,但该模型未引入涡粘假定,且更加细致地考虑了流线曲率、旋流、旋转及应变率的快速变化,因此,在求解复杂流动时可以给出更高的计算精度^[16]。由于在对雷诺应力输送方程中的某些项进行建模时需要引入一些假定,因此,RSM 的预测精度在某些情况下仍然是有限的。

根据附加方程的不同,RSM 分为基于耗散率 ε 的雷诺应力模型和基于比耗散率 ω 的雷诺应力模型^[29]。基于 ε 的雷诺应力模型常称为标准 RSM。其中,压力应变与耗散率的建模,是决定 RSM 预测精度最为关键的因素。基于 ω 的雷诺应力模型优势是可以根据网格间距在壁面函数与低雷诺数公式之间自动切换近壁区处理方式,从而具有更高的近壁区计算精度。基于 ω 的雷诺应力模型目前有 ω 应力模型和 BSL ω 应力模型。总体而言,BSL ω 应力模型改善了 ω 应力模型对自由来流 ω 值的敏感

性。

RSM 最大优势在于可以模拟因旋转系统的科氏力所导致的雷诺应力各向异性^[29], Wilcox^[6]研究了通过修改附加源项来考虑科氏力的作用,这一数学实现过程可集成到任何 RSM 中。闻苏平等^[40]选择 9 种不同的 RANS 湍流模型对动静圆盘间的三维旋转流动进行了预测,认为 RSM 模型能准确预测发生从层流到湍流转捩位置的驱动系数,且对雷诺应力分量的预测与实验值吻合最好。一般认为,在旋转式流体机械流动分析中,RSM 具有 $k-\varepsilon$ 和 $k-\omega$ 模型无可比拟的潜在优势。当然,计算规模和计算效率方面的问题也影响了 RSM 的工程应用。

在上述 RSM 中,雷诺应力方程是微分形式的,若将雷诺应力方程由微分方程形式简化为代数方程形式,则称这种模型为代数雷诺应力方程模型 (Algebraic Reynolds stress models, ARSM)。这种模型的计算效率要高一些,目前应用比较广泛的主要是显式代数雷诺应力模型 (Explicit algebraic Reynolds stress models, EARSM)^[41]。EARSM 将各向异性的影响合并到雷诺应力中进行计算,是一种经济算法,可以看成是对 $k-\varepsilon$ 模型或 Baseline $k-\omega$ 模型的某种扩展。与传统的 $k-\varepsilon$ 和 $k-\omega$ 模型相比,EARSM 可以较好地捕捉二次流,适用于流线曲率较大或旋转系统的流动计算^[42]。

3 尺度解析模拟方法

在使用 RANS 方法进行流体机械流动模拟时,常存在 2 个典型问题:一是当流场存在较大流动分离区时,如水泵失速流场,RANS 的计算精度受到限制;二是当需要更多的瞬态信息时,如流场引起的噪声谱分析、不稳定流场导致的流固耦合振动计算等,RANS 并不适用。在此情况下,可使用尺度解析模拟方法 (Scale-resolving simulation, SRS)^[10]。SRS 方法是指流场中至少有一部分的湍流被直接求解。这种方法的计算效率不如 RANS 方法,但在求解瞬态性和分离性比较强的流动,特别是流体机械偏离设计工况的流动时,具有优势。大尺度涡是导致流场不稳定的主要因素,当流场存在较大尺度涡的时候,应该优选采用这种方法。SRS 方法的主要缺点是需要较大的网格密度、较小的时间步长以及大量的中间数据,计算成本高。但近几年的最新研究使得 SRS 不断得到改善,计算效率在不断提高^[29]。典型的 SRS 方法包括大涡模拟、尺度自适应模拟、分离涡模拟和嵌入式大涡模拟等。

3.1 大涡模拟模型

大涡模拟 (Large eddy simulation, LES) 是用于求

解瞬态流动的最典型方法,它并不像 RANS 方法那样在时间域上对控制方程进行平均化处理,而是在 Fourier 空间或物理空间上对瞬态 Navier - Stokes 方程进行滤波处理。滤波过程可将小于滤波器宽度或计算网格尺度的小尺度涡过滤出去,因此形成关于大涡的控制方程。实际计算时,放弃对全尺度范围上涡的运动的模拟,而只将比滤波器宽度或网格尺度大的湍流运动通过 Navier - Stokes 方程直接计算出来,对于小尺度的涡对大尺度运动的影响则通过建立模型来模拟^[43]。相比于 RANS 方法,LES 方法要求使用更加精细的计算网格,对计算机内存及 CPU 速度的要求较高,但在模拟压力脉动等瞬态特性时具有优势。

目前有多种不同的 LES 方法,主要区别是滤波之后形成的亚格子尺度 (Sub-grid scale, SGS) 应力的建模方式不同,相对应于不同的 SGS 模型。可供选择的 SGS 模型主要包括 Smagorinsky 模型^[44]及修正后的 Smagorinsky - Lilly 模型^[16]、动态 Smagorinsky 模型 (Dynamic Smagorinsky model, DSM)^[45-46]、壁面自适应局部涡粘模型 (Wall-adapting local eddy-viscosity, WALE)^[47]、代数壁面建模 LES 模型 (Algebraic wall-modeled LES model, WMLES)^[48]和动能传输模型 (Dynamic kinetic energy model, DKE)^[49]等。其中,Smagorinsky 模型^[44]是最基本的 SGS 模型,几乎所有其他模型均是在 Smagorinsky 模型基础上发展起来的。DSM^[45-46]消除了 Smagorinsky 模型中需要选取经验常数的弊端,是目前使用最广泛的 SGS 模型。WALE^[47]在某种程度上具有 DSM 的优点,但不需要二次滤波,计算简单,在层流到湍流的过渡流计算方面具有优势。WMLES^[48]无需在近壁区垂直和平行于壁面方向划分细密网格,提高了计算效率^[16]。DKE^[49]采用类似于表示动能的速度二次方关系代替传统的速度一次方代数关系来表达 SGS 应力,从而提高了理论上的完备性,但该模型有待于实践的检验^[16]。

随着 CFD 技术的发展,一批组合式 SGS 模型逐渐得到应用,其中最具代表性的是动态混合模型 (Dynamic mixed model, DMM)^[50]、动态非线性模型 (Dynamic nonlinear model, DNM)^[51]和动态非线性混合模型 (Dynamic mixed nonlinear model, DMNM)^[52-53]。DMM 模型^[50]是尺度相似模型和动态 Smagorinsky 模型组合在一起形成的 SGS 模型。相比于 DSM 模型,DMM 减少了建模成分,无需 SGS 应力主轴与可解应变率主轴对齐,考虑了各向异性效应,因此,计算效率和精度都有所提高。针对现有 SGS 模型大多未考虑旋转率影响的特点,Lund 和

Novikov^[51]将SGS应力表示为关于应变率和旋转率的三阶表达式,从而形成了DNM模型,理论上该模型非常适合于旋转湍流的计算。杨正军和王福军^[52-53]综合动态混合模型和动态非线性模型的优点提出了DMNM模型。在DMNM模型中,首先采用与Germano^[54]类似的方法将亚格子应力分解为尺度相似项、交叉应力项及亚格子雷诺应力项等3部分,然后将交叉应力项及亚格子雷诺应力项进行动态混合非线性建模,得到动态混合非线性模型的系数,形成动态混合非线性模型。在应用DMNM对旋转湍流进行分析时,由于直接采用显式求解尺度相似项,因此可以捕捉到更多更细小的涡结构;再由于SGS应力中旋转项所占比重和尺度相似项相当,因此可以很好地预测强旋转湍流,例如,周佩剑等^[55]利用此模型成功得出离心泵在小流量工况下的旋转失速特征。

3.2 尺度自适应模拟模型

虽然LES在工程上得到了比较广泛的应用,但它存在计算成本高和对含有涡脱落的大分离复杂流动模拟精度差的缺点。为此,近年出现了针对LES方法的改进模型,其中比较典型的是尺度自适应模型和分离涡模拟模型。尺度自适应模拟(Scale-adaptive simulation, SAS)^[56-57]是在非稳态RANS方法基础上演变而来的一种新模型,允许在流场的稳定和非稳定区域分别采用稳态的RANS方法和非稳态的LES方法同时进行求解。该模型在SST $k-\omega$ 模型的 ω 方程中添加了SAS源项 Q_{SAS} ,因此也被称为SAS-SST模型。 Q_{SAS} 中出现了由速度二阶导数决定的长度尺度 L_{vk} ,即冯卡门尺度。该尺度由流动本身决定,与DES中使用固定的网格尺度不同。此外,该尺度对稳态和非稳态特性的响应不同。具体来说,对于流场中的稳态部分,如主流区, L_{vk} 将远大于模型尺度 L ,导致 Q_{SAS} 为零,SAS模型完全处于RANS模式(SST模型);而在大分离湍流区,流动的强非稳态性使得 L_{vk} 减小至远小于 L ,此时 Q_{SAS} 不为零,计算得到的 ω 增加,涡粘性则会下降,从而分离区中能够出现更多的湍流脉动,SAS则转换为具有湍流尺度分辨能力的LES模式。SAS模型在模拟大分离流动时表现良好。此外,该模型还可结合层流-湍流转捩模型^[58]较好实现高雷诺数条件下亚临界流动(层流分离流动)的模拟^[59]。

3.3 分离涡模拟模型

LES在用于模拟高雷诺数的边界层流动时,要求在垂直于壁面和平行于壁面的双重方向上具有极其细密的网格,高昂的计算成本可能导致计算无法顺利进行。分离涡模拟(Detached eddy simulation,

DES)^[60]将RANS和LES相结合,可以较好地解决上述问题。其中,RANS用于求解近壁区的贴合流动和弱分离流动,LES用于求解大规模分离流动。DES模型也因此常被称为LES/RANS混合方法(Hybrid LES/RANS)^[16]。DES的计算成本低于LES,但高于RANS。DES使用的RANS模型通常包括Spalart-Allmaras模型、Realizable $k-\varepsilon$ 模型、标准SST $k-\omega$ 模型、区域SST $k-\omega$ 模型及SST转捩模型。其中,最早用于DES的RANS模型是Spalart等^[61]提出的Spalart-Allmaras模型,但目前DES使用最广泛的RANS模型还是标准SST $k-\omega$ 模型^[29]。在雷诺数较大的分离流动中,如高速旋转的流体机械流动模拟,建议优先选择DES而不是LES进行流场瞬态特性模拟。

3.4 嵌入式大涡模拟模型

嵌入式大涡模拟(Embedded large eddy simulation, ELES)^[16]是为了解决LES在用于高雷诺数时近壁区网格细密、计算量大的问题而提出的。虽然SAS和DES模型都可以在某种程度上解决这一问题,但这些模型只是在近壁区边界层内采用RANS求解,在大分离区采用LES求解。LES求解区域的确定,依赖于系统自身出现的非常明显的湍流结构,但是,并不是所有的流动都会由其自身展现出一个足够强的不稳定性而产生湍动结构。作为一种分域模型,ELES允许用户在网格划分时就人为将流场划分为若干个区域,在每个区域分别指定RANS或LES求解模式,而在区域的分界面上指定湍流转换机制。这种模式并不能称为一种新的湍流模型,而是现有湍流模型的一种新用法。理论上,对于ELES中的RANS模型,除零方程模型和一方程模型外的所有RANS模型都可用;对于ELES中的LES模型,除动能传输模型(DKE)外的所有代数型SGS模型都可用,但一般来讲,在LES区域使用WALE模型是一个比较合适的选择。在使用ELES时,在网格划分阶段,就要针对每个分区采用与湍流模式相适应的网格。ELES为模拟流场内各部分流态有较明确区别的流动(如风力机叶轮周围及远场的流动、离心泵与吸水管流动、轴流泵装置流动等)提供了一种新的模式^[11]。

4 转捩模型

上述各类模型均是湍流模型,只适用于湍流的数值模拟,而在实际流动中,经常会遇到从层流到湍流的转捩现象。例如,当轴流泵在低转速运行时,叶片表面很可能存在层流分离和湍流再附流态。转捩对流体机械壁面摩擦力、热交换、流动分离及边界层

发展有着显著影响^[62]。这时,如果采用层流模型或者完全湍流模型进行模拟,都会产生较大误差,甚至得到完全错误的结果^[63]。而采用转捩模型进行模拟,就可能得到与实际更加相符的结果。在如今的流体机械模拟中,许多带有转捩的流动被错误地作为充分发展的湍流来计算,这过高估计了壁面剪切应力和壁面换热。

转捩的发生,一般是由压力梯度导致的扰动造成的。转捩发生位置及转捩长度的判断,是转捩预测研究需要解决的主要问题。转捩发生机理复杂,目前还难于准确模拟,主要借助经验或半经验方法^[64],比较经典的是 e^N 方法^[65]。 e^N 方法尽可能多地利用了对边界层中振动演化的理论预测,后来得到了众多学者对该方法的改进,但这类模型或者需要特定的求解器,或者采用自由流动中的湍流度等非局部变量,与目前主流的CFD计算软件难以耦合。近年来,基于RANS方法的转捩模型开始得到较广泛应用,其中一种是经验公式的转捩模型,即基于大量统计经验,通过合理转换将非局部变量进行局部化处理,典型代表是Menter等提出的 $\gamma-Re_{\theta}$ 模型^[58];另一种是低雷诺数转捩模型,即对转捩前层流边界层内层流动能显著增加的现象进行建模,通过附加方程的形式模拟转捩,如Walters等提出的层流动能模型^[66]。

4.1 $\gamma-Re_{\theta}$ 模型

$\gamma-Re_{\theta}$ 模型^[58]是目前应用最广泛的转捩模型,主要有SST转捩模型和间歇转捩模型2种代表性模型。SST转捩模型^[58]是将SST $k-\omega$ 湍流模型与2个附加的输运方程耦合在一起实现转捩模拟。2个附加方程分别为关于间歇因子 γ 和转捩动量厚度雷诺数 Re_{θ} 的方程,方程中有多个经验系数。该转捩模型的求解顺序为:根据上一个时间步的平均流场及 γ 值,通过 Re_{θ} 的输运方程求出 Re_{θ} ,然后通过 γ 输运方程求出当前时间步的 γ ,最后通过 γ 与控制SST $k-\omega$ 湍流模型中湍动能的产生项耦合,来控制湍流模型的开启和关闭。SST转捩模型以实验拟合公式为基础,用户可根据实验结果自行更改经验公式中的系数,只要经验公式能够达到足够精度,这个模型就可以较准确地预测转捩过程。钟伟等^[63]分别采用SST转捩模型、SST $k-\omega$ 湍流模型和层流模型,对风速7~25 m/s条件下的风力机叶片转矩进行了模拟,发现在风速处于10~20 m/s时,叶片表面存在转捩现象,SST转捩模型给出了与实验测试非常吻合的计算结果,而其他模型计算结果的误差则很大。这证明了SST转捩模型的实用性。除了与SST $k-\omega$ 湍流模型耦合使用外,实际上,SST转

捩模型还可与基于SST的SAS湍流模型和基于SST的DES湍流模型耦合使用。

间歇转捩模型(Intermittency transition model)^[16]是另外一种形式的 $\gamma-Re_{\theta}$ 模型,在Fluent等软件中提供了该模型。该模型是对SST转捩模型的一种修改,只需要求解关于间歇因子 γ 的输运方程,而不需要求解关于转捩动量厚度雷诺数 Re_{θ} 的输运方程。相比于SST转捩模型,间歇转捩模型减少了计算工作量,避免了对基于速度建立的 Re_{θ} 方程的求解,更容易让用户调校剩余较少的模型参数。同样,该模型的建立基于严格的局部变量,因此,只能与SST $k-\omega$ 湍流模型、基于SST的SAS湍流模型和基于SST的DES湍流模型耦合使用。该模型无法考虑壁面粗糙度的影响,如果计算域中包含粗糙壁面,则推荐选择SST转捩模型。

4.2 低雷诺数模型

低雷诺数模型的建立源于转捩实验现象,即在转捩之前的层流边界层内流向速度的脉动会逐渐增加,甚至能够达到自由流动的数倍。这种脉动与湍流脉动有较大差别,频率较低,耗散也相对较低,特别是在非常靠近壁面的地方。Walters等^[6]假设近壁区的能谱可以分解成受壁面限制的大尺度部分和不受壁面限制的小尺度部分,并采用有效长度尺寸来划分,在此基础上,用 k 、 k_1 和 ω 分别表示湍流动能、层流动能和比耗散率,并建立了相关的输运方程,从而形成一个三方方程涡粘形式的 $k-k_1-\omega$ 转捩模型^[66-67]。这是最典型的低雷诺数模型,也被称为层流动能模型。在Fluent等软件中使用该模型时,并不需要输入任何参数,但实际上,该模型包含了大量经验参数,有时很难捕捉多种不同因素对转捩的影响,应用效果不如SST $\gamma-Re_{\theta}$ 模型。

McNaughton等^[68]分别采用SST $k-\omega$ 湍流模型和低雷诺数模型研究了轴流式叶轮中的低雷诺数流动影响,并对叶片表面摩擦系数、动态失速影响、叶片-涡的相互作用等进行了分析,认为SST $k-\omega$ 湍流模型过高估计了功率系数,而低雷诺数模型可以较好地模拟叶片前缘的涡结构。

5 局部时均化模型

局部时均化模型(Partially averaged Navier-Stokes model,PANS)^[13]是近几年发展起来的一种新的湍流求解模式,可以看成是一种准DNS方法。该模型通过2个控制参数:未分解湍动能与总湍动能的比率 f_k 和未分解耗散与总耗散的比率 f_ϵ ,对输运方程进行修正,实现数值计算从雷诺时均化模型到直接数值模拟平滑过渡,在湍流数值预测的计算中

表现出了很强的优势。该模型在流体机械领域也得到一定应用,是一种有较好发展前景的湍流求解模式。

PANS 模型最早由 Girimaji 等^[13]提出,基于标准 $k-\varepsilon$ 模型而建立。随后,不同学者又开发出基于不同湍流模型公式的 PANS 模型。Lakshmipathy 等^[69]基于 Wilcox $k-\omega$ 模型进行构造,开发出了 $k-\omega$ PANS 模型。Basara 等^[70]对 $\xi-f$ (ξ 表示速度尺度比, f 表示椭圆松弛函数) 近壁处理模型进行分解处理,建立了 $k-\varepsilon-\xi-f$ PANS 模型,提高了对近壁区流场的预测精度。Davidson 等^[71]根据 RANS-LES 混合计算模式建立了嵌入 LES 的 PANS 方法。刘锦涛^[72]采用非线性湍流模型对剪切应力进行非线性化,提出了非线性 RNG $k-\varepsilon$ PANS 模型,提高了其在强旋流、大曲率流动上的预测精度,并应用于水泵水轮机“S”区稳定性的研究。与 RANS 和 DES 的计算结果相比,PANS 模型能求解出更为丰富的流动结构。马佳媚等^[73]采用标准 $k-\varepsilon$ PANS 模型对弯管流动模拟,预测了流动分离、再附着和二次流等流动特性,并与 LES 相比,节省了计算资源。季斌等^[74]采用基于标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型构造的 PANS 模型对扭曲翼型的空化非定常流动进行预测,成功地揭示了压力脉动与空化体积之间的内在联系。

在 PANS 模型中, f_ε 一般在低雷诺数流动中求解耗散尺度时很重要,而在流体机械这种高雷诺数流动中,能量运输和耗散尺度有明显分离,小耗散尺度几乎不被求解,所以 f_ε 经常取 1^[70]。 f_k 对 PANS 模型的影响更为直接,当其取 1 时,PANS 模型等同于 RANS 模型;当其取 0 时,PANS 几乎等同于 DNS。在早期的 PANS 应用中, f_k 被描述为常数,当发现 f_k 取定值并不合理后,Girimaji 等又提出了一个取决于网格尺寸和湍流长度尺度的动态 f_k 计算公式^[13]。这个计算公式随后被 Han 等进一步修正^[75]。Song 等^[76]探究了 f_k 与湍动长度尺度、Kolmogorov 长度尺度及网格尺度的关系,给出了 PANS 计算中网格尺度的建议,同时验证了 PANS 模型在计算分离流动上的有效性以及在网格尺度要求上相比于 LES 的优势。Hosein 等^[77]提出了一种利用总湍动能谱偏积分的 f_k 计算公式,应用于突然变大管道和水轮机尾水管的计算,成功模拟了涡带的涡分离。还有一些学者在 PANS 方程中通过引入新的函数使其能够求解如低雷诺数的特殊流动^[78]。PANS 模型为分析流体机械三维复杂旋转湍流提供了一种新途径。

6 近壁区处理模式

6.1 近壁区流动特点

在无滑移的壁面附近,流动情况变化很大,特别是在粘性底层,流动几乎是粘性起绝对作用的层流,湍流应力几乎不起作用。因此,不能用高雷诺数湍流模型来求解这个区域内的流动。从工程角度看,湍流边界层脉动压力激励叶片和流体机械壳体振动,引起声辐射并增加噪声水平。因此,近壁区流动处理的好坏,直接决定着整个流场的模拟精度^[79]。对流体机械近壁区流动的研究,一直是流体机械研究的热点之一。

近壁区的流动可分为 3 个子层:粘性底层、过渡层和对数层。粘性底层是一个紧贴固体壁面的薄层,其中粘性力在动量、热量及质量交换中起主导作用,湍流切应力可以忽略,流动几乎是层流。过渡层处于粘性底层的外面,其中粘性力与湍流切应力的作用相当,流动状况比较复杂,很难用一个公式或定律来描述。对数层处于最外层,其中粘性力的影响不明显,湍流切应力占主要地位,流动处于充分发展的湍流状态,流速分布接近对数律,故被称为对数层。由于过渡层的厚度极小,所以在工程计算中通常不明显划出,归入对数层^[80]。

为了表征近壁区的流动,经常使用无量纲的参数 y^+ 表示近壁区某个位置(如第 1 层网格中心)到壁面的距离^[80]。粘性底层的 $y^+ < 5$,而对数层的 y^+ 值范围比较宽,下限一般在 11~60 之间,上限取决于流场整体雷诺数,对一台水泵而言,上限在 300 左右^[11]。而当流动拥有非平衡湍流边界层时,在边界层流动产生分离的位置,靠近壁面的流速为零,因此,采用 y^+ 表示的对数型流速关系式产生奇异。为了避免这个问题的发生,在许多 CFD 软件中用另一个类似的无量纲距离 y^* 代替 y^+ ,其中用于计算 y^* 的速度值采用湍动粘度系数和湍动能来计算^[16,29]。对于平衡湍流边界层,即 k, ε 和 ω 在边界层是平衡的, y^* 与 y^+ 的值基本相等;对于存在逆压梯度、分离、回流和滞止的流动,湍流边界层属于非平衡的,这里 y^* 与 y^+ 相差较大^[16]。

近壁区流动的处理模式通常分为 2 类,一是不对粘性影响比较明显的粘性底层和过渡层进行求解,而是用经验公式将壁面上的物理量与湍流核心区内的相应物理量联系起来,这就是壁面函数法。壁面函数法主要包括标准壁面函数、尺度化壁面函数和非平衡壁面函数。二是修改湍流模型以使其能够求解包括粘性底层在内的近壁区粘性影响区域,即近壁模型法。近壁模型法主要包括 ε 近壁模型、

ω 近壁模型和 LES 近壁模型等。

6.2 壁面函数法

壁面函数法使用半经验公式将壁面上的物理量与湍流核心区内的求解变量联系起来,这样,只需要在湍流核心区使用高雷诺数湍流模型进行求解,而不需要对壁面区内的流动进行求解。壁面函数法的最大优势在于允许近壁区使用相对粗的网格,计算代价小。标准壁面函数^[81]曾经是使用最广泛的壁面处理模式。它与 $k-\varepsilon$ 系列模型相配合,成功解决了许多工程实际问题,特别是对于平衡湍流边界层来说,对数型的函数关系应用效果非常好^[16]。但是,标准壁面函数的使用对 y^+ 的要求比较高,通常应为 $15 \sim 300$ ^[16],而 y^+ 是模拟完成后才确定的。此外,近壁区网格细化后,数值计算精度不仅没有提高反而还会降低,特别是当 y^+ 低于 15 时,必然导致壁面剪切力和壁面热传导的计算结果存在极大偏差。而另一方面,近几年随着计算机处理能力的提高,为了提高流场计算精度,往往需采用较细密的近壁区网格。因此,有些 CFD 软件,如 Fluent,对壁面函数法做了一定的限制性处理,当 $y^+ > 11.225$ 时,使用标准壁面函数法中的对数律公式计算平均速度,而当计算网络使用 $y^+ < 11.225$ 时,则直接应用 $u^+ = y^+$ 的层流应力应变关系来强制输出计算结果。当然,也有一些软件,如 CFX,直接用尺度化壁面函数取代。

尺度化壁面函数^[16]本质上仍然是标准壁面函数,但是,用 $\hat{y}^* = \max(y^*, 11.225)$ 计算得到的 $\hat{y}^*$ 代替标准壁面函数中的 y^* ,这样在任何的网格细密程度条件下,都调用对数律公式来计算平均速度。这样处理后,相当于所有网格节点位于粘性底层之外。即使对任意细密的网格,都不会出现问题。需要说明的是,这里采用 y^* 代替 y^+ ,目的是为了避开当边界层存在分离流动时对数律公式发生奇异^[29]。当流动拥有非平衡湍流边界层时,在边界层流动产生分离的位置,靠近壁面的流速为零,因此,采用 y^+ 表示的对数型流速关系式分母可能为零。而用于计算 y^* 的速度值取决于湍动粘度系数和湍动能,从而不存在奇异问题。对于平衡湍流边界层,即 $k-\varepsilon$ 和 ω 在边界层是平衡的, y^* 与 y^+ 的值基本相等。

标准壁面函数和尺度化壁面函数仅对平衡湍流边界层有较好的计算效果,而对于非平衡湍流边界层,如边界层存在逆压梯度、分离、回流和滞止的流动,就需要调用非平衡壁面函数或采用其他近壁区处理模式。非平衡壁面函数^[82]将近壁区分成两层,以粘性底层厚度为界。两层分别采用不同的方式来计算湍动能、耗散率、壁面剪切力等,而在这一计算

过程中考虑了压力梯度对速度分布的影响,不需要满足湍动能的生成项等于湍动能消散项的平衡关系^[16]。这是与标准壁面函数和尺度化壁面函数的关键不同之处。

标准壁面函数、尺度化壁面函数和非平衡壁面函数都只适用于 $k-\varepsilon$ 系列模型和 RSM 模型。对于大多数带有壁面的高雷诺数流动,标准壁面函数和尺度化壁面函数一般都能取得较理想的模拟结果;对于包含压力梯度的流动,非平衡壁面函数的计算精度一般也可以被工程接受。但是,对于间隙流动、高粘度流动、低雷诺数流动、大的压力梯度导致的强边界层分离流动、带有强大旋转作用的叶轮内的流动,上述壁面函数的计算可靠性大大下降,这时需要采用近壁模型。

6.3 近壁模型法

近壁模型法一般通过修改湍流模型使其能够求解近壁粘性影响区域,包括粘性子层。由于近壁区的雷诺数较低,有时也把近壁模型看成是一种低雷诺数模型,虽然针对不同的湍流模型有不同的处理方式。近壁模型需要在近壁区划分比较细密的网格,一般要求 $y^+ < 5$,边界层内至少有 10 层网格,最好能够达到 20 层。近壁模型法的求解精度要明显高于壁面函数法。

针对包含耗散率 ε 方程的湍流模型,一种典型的近壁模型是加强壁面处理 (Enhanced wall treatment, EWT) 模式^[16],如 EWT- ε 模式。EWT- ε 模式是将一个双层模型和一个加强壁面函数结合在一起。该模式的最大的特点是适合于 y^+ 从 1 到 10 的各种情况。其中,双层模型适用于近壁区网格非常细密的情况,即第 1 个网格节点位于 $y^+ \approx 1$ 的位置;而加强壁面函数适用于网格比较大的情况,即第 1 个网格节点位于粘性底层到完全湍流的过渡层 ($3 < y^+ < 10$) 的情况。这里的两层模型是指根据一个由壁面距离确定的湍动雷诺数将整个计算域划分为两层,在完全湍流区调用 $k-\varepsilon$ 模型或 RSM 等高雷诺数模型求解,在靠近壁面的粘性底层调用一个特别的一方程模型^[83]求解,从而达到近壁区完全求解的目的。加强壁面函数是指通过混合的方法,平滑地将近壁区的层流线性公式和对数层的对数律公式有机结合在一起,形成一个加强函数,从而拓展了完全湍流模型,使其可以适用于求解近壁区的流动。

针对包含比耗散率 ω 方程的湍流模型,可比较容易地构造近壁模型。这是因为, ω 方程含有解析表达式, ω 方程自身便可直接用来在粘性底层进行积分,这样,可以直接将粘性底层公式和对数层公式混合在一起,生成一个对 y^+ 或 y^* 不敏感的处理模

式^[29]。而且该处理模式可以实现从壁面函数到低雷诺数模型的自动切换,即当近壁区网格比较细密时,自动切换为低雷诺数模型,而当近壁区网格比较粗时,自动调用壁面函数。这种近壁模型允许用户任意细化或粗化近壁区网格。这种近壁模型在不同的软件中,名称有所不同,例如在 Fluent 中称为 EWT- ω 模式,在 CFX 中称为自动壁面处理模式,但本质上是一致的。

与大涡模拟相对应的近壁模型,通常有 2 类:一类是完全求解模式^[53],一类是 Werner 模式^[84]。完全求解模式即在壁面层内部和外部都采用 LES 方法进行求解。在此模式中没有多余的建模等处理,原则上具有较高的计算精度。采用此模式必须满足 2 个条件^[53]:一是在壁面层内要求网格足够精细,壁面法向 $y^+ \approx 1$,流向和流展方向上 $x^+ \approx 50, z^+ \approx 10$;二是合理处理壁面层内尤其是粘性底层和过渡层内的非充分发展湍流,如果采用 Smagorinsky 模型进行计算,需要一个粘滞函数来满足湍流的近壁面行为,如果采用动态类模型(如 DSM 或 DMM),则模型自身会调整模型系数以适合近壁面湍流,无需额外的处理。Werner 模式^[84]是利用一个近壁区速度分布幂法则进行积分来求解壁面剪切力。这种模式是多数 CFD 软件使用的默认 LES 近壁模型。无论哪种模式,如果要得到比较好的结果,一定要保证近壁区 $y^+ \approx 1$ 。

Patil 等^[85]采用双层壁面模型分析了壁面流体机械叶片传热问题,周佩剑等^[86]采用 LES/URANS 的混合模式分析了离心泵近壁区压力脉动的特性,从不同侧面证明了壁面处理模式对流体机械叶片表面摩擦力、压力和传热性能的重要性。

7 结论与展望

流体机械旋转湍流计算模型的研究,对于理解

流动机理,进行流动预测,开展流动控制进而进行工程设计具有重要意义,但湍流模型的预测精度还未达到复杂流动数值计算的实际需求。在与实验测量、理论分析相结合的基础上,今后流体机械旋转湍流计算模型的研究与应用主要体现在如下几个方面:

(1)由于考虑了旋转和曲率效应,RNG $k-\varepsilon$ 模型和 Realizable $k-\varepsilon$ 模型相比于标准 $k-\varepsilon$ 模型在旋转湍流计算方面更加具有优势;而 SST $k-\omega$ 模型因在壁面处理方面比 $k-\varepsilon$ 系列模型更加自然和方便,将会更多地用于流体机械旋转湍流的工程分析。

(2)各类尺度解析模拟模型,特别是类似于 SAS 和 DES 的组合模型,既能够捕捉更加细小的湍流涡,又具有较高的计算效率,将会更多地用于流体机械复杂流场,如旋转失速和叶尖泄漏流动的分析。

(3)近壁区的求解模式研究正在成为流体机械旋转湍流模型研究的热点, $y^+ \approx 1$ 甚至更细的近壁区网格将成为标准化的流体机械网格。以直接求解近壁区低雷诺数流动为代表的近壁模型,将越来越多用于叶片数较多的复杂流体机械流动计算。

(4)流场测试技术方面的最新进展将极大地促进湍流模型适用性的研究。如在强旋转和分离流动等特殊流动领域,湍流模型结构和参数的调校将更加精细,过去在模型中被模化的部分有可能在未来被直接求解。

(5)DNS 在流体机械中的应用研究目前还处于探索阶段,在 DNS 可以发挥具体作用之前,PANS 模型有可能逐渐成为研究与应用的热点。其中,围绕未分解湍动能比率展开的动态、分域、多层次 PANS 模型研究,将有望为获得更高湍流分辨率和更多湍流细节提供可能。

参 考 文 献

- 席光, 卢金铃, 祁大同. 混流泵叶轮内部流动的 PIV 实验[J]. 农业机械学报, 2006, 37(10): 53-57.
Xi Guang, Lu Jinling, Qi Datong. Experimental study on the flow in mixed pump impeller by PIV[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006, 37(10): 53-57. (in Chinese)
- Lakshminarayana B. Assessment of computational fluid dynamic techniques in the analysis and design of turbomachinery: the 1990 freeman scholar lecture [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1991, 113(3): 315-352.
- 陈钱. 叶轮机械相关流动中几种湍流模型的预测性能[D]. 北京: 清华大学, 2007.
- Bothe F, Friebe C, Heinrich M, et al. CFD-simulation of incompressible turbomachinery—a comparison of results from ANSYS Fluent and OpenFORA [C]//ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, 2014, 2B: V02BT39A025.
- Montomoli F, Carnevale M, Ammaro A D, et al. Limitations in turbomachinery CFD [M]. Berlin: Springer International Publishing, 2005: 21-32.
- Wilcox D C. Turbulence modeling for CFD [M]. 3rd ed. California: DCW Industries Inc., 2006.
- Blazek J. Computational fluid dynamics: principles and applications [M]. 2nd ed. Amsterdam: Elsevier, 2006.
- Liu Nansheng, Lu Xiyun, Zhuang Lixian. Rotation effect on near-wall turbulence statistics and flow structures [J]. Science in

- China Series G: Physics, Mechanics & Astronomy, 2005, 48(2): 211 – 227.
- 9 Tucker P G. Unsteady computational fluid dynamics in aeronautics [M]. London: Springer, 2014.
- 10 Menter F R, Schutze J, Kurbatskii K A, et al. Scale-resolving simulation techniques in industrial CFD [C] // 6th AIAA Theoretical Fluid Mechanics Conference, 2011.
- 11 王福军. 水泵与水泵站流动分析方法[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2016.
- 12 张兆顺, 崔桂香, 许春晓. 湍流大涡数值模拟的理论和应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2008.
- 13 Girimaji S S, Abdol-Hamid K S. Partially-averaged Navier – Stokes model for turbulence: implementation and validation [C] // 43rd AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 2005.
- 14 Hinze J O. Turbulence [M]. New York: McGraw-Hill Publishing Co., 1975.
- 15 Spalart P, Allmaras S. A one-equation turbulence model for aerodynamic flows [R]. Technical Report AIAA – 92 – 0439. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1992.
- 16 Ansys Inc. Ansys Fluent theory guide [M]. Canonsburg: Ansys Inc., 2015.
- 17 Reba R, Shannon D, Reimann C A, et al. Toward URANS-based prediction of rotor-stator interaction noise [C] // 40th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, 2011: 387 – 394.
- 18 Benim A C, Pasqualotto E, Suh S H. Modelling turbulent flow past a circular cylinder by RANS, URANS, LES and DES [J]. Progress in Computational Fluid Dynamics, 2008, 8(5): 299 – 307.
- 19 Orlandi A, Collu M, Zanforlin S, et al. 3D URANS analysis of a vertical axis wind turbine in skewed flows [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2015, 147: 77 – 84.
- 20 Launder B E, Spalding D B. Lectures in mathematical models of turbulence [M]. London: Academic Press, 1972.
- 21 Jones W P, Launder B E. The calculation of low-Reynolds-number phenomena with a two-equation model of turbulence [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1973, 16(6): 1119 – 1130.
- 22 Wray T J, Agarwal R K. A new low Reynolds number one-equation turbulence model based on a $k - \omega$ closure [C] // 44th AIAA Fluid Dynamics Conference, 2014.
- 23 Yakhot V, Orzag S A. Renormalization group analysis of turbulence: basic theory [J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 3 – 11.
- 24 Miao J M, Kao A F, Wu C Y. Numerical study of spacing effect on unsteady blade aerodynamics in a transonic turbine stage with different turbulence models [J]. Transactions of the Chinese Institute of Engineers, Series A, 2004, 27(1): 103 – 117.
- 25 Shih T H, Liou W W, Shabbir A, et al. A new $k - \varepsilon$ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows [J]. Computers and Fluids, 1995, 24(3): 227 – 238.
- 26 Menter F R, Kuntz M, Langtry R. Ten years of experience with the SST turbulence model [M] // Hanjalic K, Nagano Y, Tummers M. Turbulence, Heat and Mass Transfer. Danbury, CT: Begell House Inc., 2003: 625 – 632.
- 27 Wilcox D C. Multiscale model for turbulent flows [C] // AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1986.
- 28 Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598 – 1605.
- 29 Ansys Inc. Ansys CFX-solver theory guide [M]. Canonsburg: Ansys Inc., 2015.
- 30 张德胜, 吴苏青, 施卫东, 等. 不同湍流模型在轴流泵叶顶泄漏涡模拟中的应用与验证[J]. 农业工程学报, 2013, 29(13): 46 – 53.
- Zhang Desheng, Wu Suqing, Shi Weidong, et al. Application and experiment of different turbulence models for simulating tip leakage vortex in axial flow pump[J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(13): 46 – 53. (in Chinese)
- 31 周宇, 钱炜祺, 邓有奇, 等. $k - \omega$ SST 两方程湍流模型中参数影响的初步分析[J]. 空气动力学学报, 2010, 28(2): 213 – 217.
- Zhou Yu, Qian Weiqi, Deng Youqi, et al. Introductory analysis of the influence of Menter's $k - \omega$ SST turbulence model's parameters [J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2010, 28(2): 213 – 217. (in Chinese)
- 32 任芸, 刘厚林, 舒敏骅, 等. 考虑旋转和曲率影响的 SST $k - \omega$ 湍流模型改进[J]. 农业机械学报, 2012, 43(11): 123 – 128.
- Ren Yun, Liu Houlin, Shu Minhua, et al. Improvement of SST $k - \omega$ turbulence model and numerical simulation in centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(11): 123 – 128. (in Chinese)
- 33 刘磊, 徐建中. 湍流模型对风力机叶片气动性能预估的影响[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(7): 1136 – 1139.
- Liu Lei, Xu Jianzhong. The effects of turbulence model on the aerodynamic performance prediction of wind turbine blade [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(7): 1136 – 1139. (in Chinese)
- 34 Durbin P A. Separated flow computations with the k -epsilon-v2 model [J]. AIAA Journal, 1995, 33(4): 659 – 664.
- 35 Parneix S, Durbin P A, Behnia M. Computation of 3-D turbulent boundary layer using the V2F model [J]. Flow, Turbulence and Combustion, 1998, 60(1): 19 – 46.
- 36 Spalart P R, Shur M L. On the sensitization of turbulence models to rotation and curvature [J]. Aerospace Science and Technology, 1997, 1(5): 297 – 302.

- 37 Shur M L, Strelets M K, Travin A K, et al. Turbulence modeling in rotating and curved channels: assessing the Spalart – Shur correction [J]. *AIAA Journal*, 2000, 38(5): 784 – 792.
- 38 Smirnov P E, Menter F R. Sensitization of the SST turbulence model to rotation and curvature by applying the Spalart – Shur correction term [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2009, 131(4): 1 – 8.
- 39 Kato M, Launder B E. The modelling of turbulent flow around stationary and vibrating square cylinders [C] // Ninth Symposium on Turbulent Shear Flows, 1993.
- 40 闻苏平, 胡小文, 王剑, 等. 动静圆盘间隙流动最优湍流模型的确定[J]. *工程热物理学报*, 2013, 34(11): 2061 – 2064. Wen Suping, Hu Xiaowen, Wang Jian, et al. Investigation on superposed flow field in rotating disk system with forced through flow [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2013, 34(11): 2061 – 2064. (in Chinese)
- 41 Wallin S, Johansson A. An explicit algebraic Reynolds stress model for incompressible and compressible turbulent flows [J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 2000, 403: 89 – 132.
- 42 Wallin S, Johansson A. Modelling streamline curvature effects in explicit algebraic Reynolds stress turbulence models [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2002, 23(5): 721 – 730.
- 43 Piomelli U. Large-eddy simulation: present state and future directions [C]. *AIAA Paper 98 – 0534*, 1998.
- 44 Smagorinsky J. General circulation experiments with primitive equations[J]. *Monthly Weather Review*, 1963, 91(3): 99 – 164.
- 45 Germano M, Piomelli U, Moin P, et al. A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model [J]. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 1991, 3(7): 1760 – 1765.
- 46 Lilly D K. A proposed modification of the Germano subgrid-scale closure method [J]. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 1992, 4(3): 633 – 635.
- 47 Nicoud F, Ducros F. Subgrid-scale stress modelling based on the square of the velocity gradient tensor [J]. *Flow Turbulence and Combustion*, 1999, 62(3): 183 – 200.
- 48 Shur M L, Spalart P R, Strelets M K, et al. A hybrid RANS – LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2008, 29(6): 1638 – 1649.
- 49 Kim W W, Menon S. Application of the localized dynamic subgrid-scale model to turbulent wall-bounded flows [C]. *AIAA Paper 97 – 0210*, 1997.
- 50 Zang Y, Street R L, Koseff J R. A dynamic mixed subgrid-scale model and its application to turbulent recirculating flows [J]. *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, 1993, 5(12): 3186 – 3196.
- 51 Lund T S, Novikov E A. Parameterization of subgrid-scale stress by the velocity gradient tensor [R] // Annual Research Briefs, Centre for Turbulence Research. Stanford: Stanford University, 1992: 27 – 43.
- 52 Yang Z J, Wang F J. A dynamic mixed nonlinear subgrid-scale model for large-eddy simulation [J]. *Engineering Computations*, 2012, 29(7): 778 – 791.
- 53 杨正军. 离心泵三维流动大涡模拟方法研究[D]. 北京: 中国农业大学, 2011.
- 54 Germano M. A proposal for a redefinition of the turbulent stresses in the filtered Navier – Stokes equations [J]. *Physics of Fluids*, 1986, 29(7): 2323 – 2324.
- 55 周佩剑, 王福军, 姚志峰. 离心泵叶轮旋转失速团特性分析[J]. *水利学报*, 2015, 46(9): 1128 – 1134. Zhou Peijian, Wang Fjun, Yao Zhifeng. Analysis of rotating stall cells in an impeller of a centrifugal pump [J]. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2015, 46(9): 1128 – 1134. (in Chinese)
- 56 Menter F R, Egorov Y. A scale-adaptive simulation model using two-equation models [C]. *AIAA Paper 2005 – 1095*, 2005.
- 57 Menter F, Egorov Y. The scale-adaptive simulation method for unsteady turbulent flow predictions. part 1: theory and model description [J]. *Flow, Turbulence and Combustion*, 2010, 85(1): 113 – 138.
- 58 Langtry R B, Menter F R. Correlation-based transition modeling for unstructured parallelized computational fluid dynamics codes [J]. *AIAA Journal*, 2009, 47(12): 2894 – 2906.
- 59 杜磊, 宁方飞. 高亚临界雷诺数圆柱绕流的尺度自适应模[J]. *力学学报*, 2014, 46(4): 487 – 496. Du Lei, Ning Fangfei. Scale adaptive simulation of flows around a circular cylinder at high sub-critical Reynolds number [J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2014, 46(4): 487 – 496. (in Chinese)
- 60 Strelets M. Detached eddy simulation of massively separated flows [C]. *AIAA Paper 2001 – 0879*, 2001.
- 61 Spalart P R, Jou W H, Strelets M, et al. Comments on the feasibility of LES for wings, and on a hybrid RANS/LES approach [C] // 1st International Conference on DNS/LES, 1997.
- 62 Praisner T J, Clark J P. Predicting transition in turbomachinery—part 1: a review and new model development [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2007, 129(1): 1 – 13.
- 63 钟伟, 王同光. 转捩对风力机翼型和叶片失速特性影响的数值模拟[J]. *空气动力学学报*, 2011, 29(3): 385 – 390. Zhong Wei, Wang Tongguang. Numerical analysis of transition effect on stall performance of wind turbine airfoils and blades [J]. *Acta Aerodynamica Sinica*, 2011, 29(3): 385 – 390. (in Chinese)
- 64 罗纪生. 高超声速边界层的转捩及预测[J]. *航空学报*, 2015, 36(1): 357 – 372. Luo Jisheng. Transition and prediction for hypersonic boundary layers [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2015, 36(1): 357 – 372. (in Chinese)

- 65 van Ingen J L. The eN method for transition prediction, historical review of work at TU Delft [C] // AIAA 38th Fluid Dynamics Conference and Exhibit, 2008.
- 66 Walters D K, Leylek J H. A new model for boundary layer transition using a single-point RANS approach [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2004, 126(1): 193 – 202.
- 67 Walters D K, Cokljat D. A three-equation eddy-viscosity model for Reynolds-averaged Navier – Stokes simulations of transitional flows [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(12): 1214011.1 – 1214011.4.
- 68 McNaughton J, Billard F, Revell A. Turbulence modelling of low Reynolds number flow effects around a vertical axis turbine at a range of tip-speed ratios [J]. Journal of Fluids and Structures, 2014, 47: 124 – 138.
- 69 Lakshminpathy S, Girimaji S. Partially-averaged Navier – Stokes method for turbulent flows: $k - \omega$ model implementation [C] // 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting, 2006: 1504 – 1518.
- 70 Basara B, Krajnovic S, Girimaji S, et al. Near-wall formulation of the partially averaged Navier – Stokes turbulence model [J]. AIAA Journal, 2011, 49(12): 2627 – 2636.
- 71 Davidson L, Peng S H. Embedded large-eddy simulation using the partially averaged Navier – Stokes model [J]. AIAA Journal, 2013, 51(5): 1066 – 1079.
- 72 刘锦涛. 基于非线性局部时均化模型的水泵水轮机“S”区稳定性分析[D]. 杭州: 浙江大学, 2013.
- 73 Ma J M, Wang F J, Yu X, et al. A partially-averaged Navier – Stokes model for hill and curved duct flow [J]. Journal of Hydrodynamics, 2011, 23(4): 466 – 475.
- 74 Ji B, Luo X W, Wu Y L, et al. Numerical investigation of three-dimensional cavitation evolution and excited pressure fluctuations around a twisted hydrofoil [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(7): 2659 – 2668.
- 75 Han X, Krajnovic S, Basara B. Study of active flow control for a simplified vehicle model using the PANS method [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2013, 42: 139 – 150.
- 76 Song C S, Park S O. Numerical simulation of flow past a square cylinder using partially-averaged Navier – Stokes model [J]. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 2009, 97(1): 37 – 47.
- 77 Hoseini F, Savas Y. A partially-averaged Navier – Stokes model for the simulation of turbulent swirling flow with vortex breakdown [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2014, 50: 402 – 416.
- 78 Ma J M, Peng S Hui, Davidson L, et al. A low Reynolds number variant of a partially averaged Navier – Stokes model for turbulent [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2011, 32(3): 652 – 669.
- 79 Maître T, Amet E, Pellone C. Modeling of the flow in a Darrieus water turbine: wall grid refinement analysis and comparison with experiments [J]. Renewable Energy, 2013, 51: 497 – 512.
- 80 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- 81 Launder B E, Spalding D B. The numerical computation of turbulent flows [J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974, 3(2): 269 – 289.
- 82 Kim S E, Choudhury D. A near-wall treatment using wall functions sensitized to pressure gradient [C] // Proceedings of the 1995 ASME/JSME Fluids Engineering and Laser Anemometry Conference and Exhibition, 1995: 273 – 280.
- 83 Wolfshtein M. The velocity and temperature distribution of one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1969, 12(3): 301 – 318.
- 84 Werner H, Wengle H. Large-eddy simulation of turbulent flow over and around a cube in a plate channel [C] // Franz Durst, Rainer Friedrich, Brian E Launder, et al. Turbulent Shear Flows 8. Heidelberg: Springer-Verlag, 1993: 155 – 168.
- 85 Patil S, Tafti D. Large-eddy simulation with zonal near wall treatment of flow and heat transfer in a ribbed duct for the internal cooling of turbine blades [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2013, 135(3): 031006.1 – 031006.10.
- 86 Zhou P J, Wang F J, Yang M. Internal flow numerical simulation of double-suction centrifugal pump using DES model [C] // 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, 2012: 19 – 23.