

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.11.023

考虑旋转和曲率影响的 SST $k-\omega$ 湍流模型改进*任芸¹ 刘厚林¹ 舒敏骅² 吴贤芳¹ 吴登昊¹

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 上海交通大学船舶海洋与建筑工程学院, 上海 200240)

【摘要】 分析了离心泵中常用湍流模型的优缺点,采用考虑旋转和曲率影响的 RNG $k-\varepsilon$ 模型和 Realizable $k-\varepsilon$ 模型分别对 SST $k-\omega$ 湍流模型进行了改进,生成了两种新的湍流模型。以源代码库 OpenFOAM 作为平台对改进的湍流模型实现了程序化,应用新的湍流模型分别对一低、中、高比转数的离心泵进行数值计算,并将修改前后的数值计算结果与试验结果从能量性能的角度进行了详细对比。分析结果表明,改进后的湍流模型能成功用于离心泵内流计算中,且计算精度较修改前更接近于试验值。

关键词: 离心泵 湍流模型 SST $k-\omega$ 模型 数值模拟

中图分类号: TH311 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)11-0123-06

Improvement of SST $k-\omega$ Turbulence Model and Numerical Simulation in Centrifugal Pump

Ren Yun¹ Liu Houlin¹ Shu Minhua² Wu Xianfang¹ Wu Denghao¹

(1. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

(2. Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract

The advantages and disadvantages of several commonly turbulence model in centrifugal pump inner flow simulation were analyzed. Two new models based on SST $k-\omega$ turbulence model were improved with considering the effects of rotation and curvature. The procedures of new models were implemented on the open source code OpenFOAM. Simultaneously, the new turbulence models were adopted to simulate the inner flow in a centrifugal pump with different specific speeds under different operating points. Lastly, comparisons were made with experimental results and the numerical results from the original and modified models. The results showed that the modified models could calculate the inner flow of centrifugal pump successfully, and energy performance by new models was closer to experimental results than that of original model.

Key words Centrifugal pump, Turbulence models, SST $k-\omega$ model, Numerical simulation

引言

离心泵流道内湍流结构十分复杂,同时,受叶轮旋转和流线曲率的影响,易引起泵内分离流动和旋转流动等不稳定流动现象,造成蜗壳内的流动损失

和叶轮的损害,使泵的扬程和效率下降。数值计算方法的快速发展为指导离心泵的设计、优化等方面提供了一种有效手段。作为 CFD 技术中的重要组成部分,湍流模型选择的合理与否直接影响到数值计算的稳定性和计算结果的精确性^[1]。

收稿日期: 2011-12-05 修回日期: 2011-12-14

* 国家自然科学基金资助项目(50825902,51079062,51109095,51179075)、江苏省自然科学基金资助项目(BK2009006、BK2010346)和江苏省博士创新基金资助项目(CXZZ12_0677)

作者简介: 任芸, 博士生, 主要从事离心泵 CFD 计算与内流分析研究, E-mail: renyun_ry@hotmail.com

通讯作者: 刘厚林, 研究员, 博士生导师, 主要从事泵现代设计理论与方法研究, E-mail: liuhoulin@ujs.edu.cn

目前, RNG $k-\varepsilon$ 模型^[2] 和 Realizable $k-\varepsilon$ 模型^[3] 相比标准 $k-\varepsilon$ 模型^[4], 由于能有效地模拟旋流、强逆压梯度、分离流等流场而在叶轮机械中被广泛使用。但是, RNG $k-\varepsilon$ 模型仅针对充分发展的湍流有效, Realizable $k-\varepsilon$ 模型的复杂性也决定了其耗时性。

1988年, Wilcox^[5-6] 提出 $k-\omega$ 模型, 该模型不需要确定物面法向距离, 提高了对逆压梯度的灵敏度, 降低了近壁区的计算难度。1994年, Menter^[7] 将 $k-\varepsilon$ 模型和 $k-\omega$ 模型的模化思路融合为 SST $k-\omega$ 模型, 在近壁面使用 $k-\omega$ 模型, 而在边界层外和自由流区使用 $k-\varepsilon$ 模型, 在混合区域内则通过一个加权函数混合使用这两种模型, 使得 SST $k-\omega$ 模型对逆压梯度流动的预测(如分离流)得到了改进。但该模型对于大曲率和旋转流动模式还存在较大的偏差。

本文结合考虑旋转和曲率影响的 RNG $k-\varepsilon$ 模型和 Realizable $k-\varepsilon$ 模型的优点, 在 SST $k-\omega$ 模型基础上分别对其进行改进, 并以开源代码库 OpenFOAM 作为平台实现程序化, 然后通过算例对改进后的湍流模型进行性能验证。

1 湍流模型的改进

1.1 PSST $k-\omega$ 模型

RNG $k-\varepsilon$ 模型针对标准 $k-\varepsilon$ 模型的缺陷进行了较为适当的改进, 其与标准 $k-\varepsilon$ 模型的区别有: ① RNG $k-\varepsilon$ 模型在湍动能耗散率 ε 的输运方程中增加了 R 项来考虑高湍流应变率的影响。② 输运方程中的常数有所不同。

吴晓晶等^[8] 将 RNG $k-\varepsilon$ 模型中的 R 项转换成比耗散率 ω 的形式, 然后添加到原始 SST $k-\omega$ 模型的比耗散率 ω 的输运方程中, 构成新的 SST $k-\omega$ 模型, 并将新的 SST $k-\omega$ 模型应用于离心泵的能量性能预测。在离心泵的性能预测过程中, 其从 $1.0Q_d$ 工况开始逐渐减小进口流量, 得出了离心泵的扬程性能曲线, 并与 RNG $k-\varepsilon$ 模型、原始 SST $k-\omega$ 模型及试验值进行了对比分析。从所得的扬程性能曲线图中可以看出, 新改进的 SST $k-\omega$ 模型计算驼峰区的扬程下降比原始 SST $k-\omega$ 模型的结果更为明显, 有了一定的改进。但对比 3 种湍流模型的预测值与试验值可以看出, 其计算结果的误差还是较大, 扬程相对误差在 7.5%~9.5% 范围内。

为了能够更为精确地进行离心泵的内流数值计算, 根据 RNG $k-\varepsilon$ 模型的耗散率 ε 输运方程中的系数, 重新给出了吴晓晶等提出的 SST $k-\omega$ 模型改进方案的系数, 主要是对边界层外层及自由流区计

算所使用的比耗散率 ω 输运方程的系数进行修改。为了便于区分及应用, 将改进后的湍流模型定义为 PSST $k-\omega$ 模型。边界层外层及自由流区中加入 R 项之后的湍动能 k 及比耗散率 ω 的输运方程为

$$u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_{k2} \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \beta^* \omega k \quad (1)$$

$$u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_{\omega 2} \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \gamma_2 \frac{\omega}{k} G_k - \beta_2 \omega^2 - \beta' \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta_3 \eta^3} \frac{\omega}{k} G_k \quad (2)$$

$$\eta = \frac{S}{\beta' \omega} \quad (3)$$

式中 u_j ——速度分量, m/s
 x_j ——坐标分量
 ν ——运动粘性系数, m^2/s
 ν_t ——涡运动系数, m^2/s
 G_k ——湍动能 k 的生成项
 η ——应变参数
 S ——变形张量的标量度量

$\sigma_{k2}, \sigma_{\omega 2}, \beta^*, \beta_2, \beta', \beta_3, \gamma_2$ ——经验系数

边界层加入 R 项后的 $k-\omega$ 模型输运方程为

$$u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_{k1} \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \beta^* \omega k \quad (4)$$

$$u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_{\omega 1} \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \gamma_1 \frac{\omega}{k} G_k - \beta_1 \omega^2 - \beta' \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta_3 \eta^3} \frac{\omega}{k} G_k \quad (5)$$

式中 $\sigma_{k1}, \sigma_{\omega 1}, \gamma_1$ ——经验系数

使用加权函数 F_1 整合为一组方程, 其湍动能 k 及比耗散率 ω 的输运方程表达式为

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \beta^* \omega k \quad (6)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \gamma \frac{\omega}{k} G_k - \beta \omega^2 + 2\sigma_{\omega 2} (1 - F_1) \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \beta' \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta_3 \eta^3} \frac{\omega}{k} G_k \quad (7)$$

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (8)$$

式中 γ, β ——经验系数

整合后输运方程的常数公式为

$$\phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2 \quad (9)$$

式中 ϕ_1 ——Wilcox 模型中的常系数

ϕ_2 ——Jones-Lauder 模型中的常系数

根据 RNG $k-\varepsilon$ 模型输运方程中的系数进行相应系数的修改, 修改后的 PSST $k-\omega$ 模型的经验系数为: $\sigma_{k1} = 0.85034, \sigma_{k2} = 1.393, \sigma_{\omega 1} = 0.5, \sigma_{\omega 2} =$

1.393, $\gamma_1 = 0.5532$, $\gamma_2 = 0.1395$, $\beta_1 = 0.075$, $\beta_2 = 0.0828$, $\beta^* = 0.09$, $a_1 = 0.31$, $\beta_3 = 0.012$, $\eta_0 = 4.38$, $\beta' = 1.0$ 。

1.2 PRSST $k-\omega$ 模型

Realizable $k-\varepsilon$ 模型针对标准 $k-\varepsilon$ 模型的缺陷对耗散率 ε 的输运方程采用了新的模化方法,使雷诺主应力和切应力满足可实现性条件,有效地改进了标准 $k-\varepsilon$ 模型在某些情况下不能给出合理湍流尺度的缺点,提高了对具有较高主流剪切率、较大曲率壁面或有流动分离情况等流动的预测精度。基于 Realizable $k-\varepsilon$ 模型的这种模化方法及优点,本文根据湍动能 k 、耗散率 ε 以及比耗散率 ω 三者之间的转换关系对其新的模化项进行了转换,并通过加权函数 F_1 添加到原始 SST $k-\omega$ 模型的比耗散率 ω 输运方程中,将改进后的模型定义为 PRSST $k-\omega$ 模型。

Realizable $k-\varepsilon$ 模型的输运方程表达式为

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \varepsilon \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \\ & C_1 S \varepsilon - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \end{aligned} \quad (11)$$

式中 C_1, C_2 ——经验系数

将 Realizable $k-\varepsilon$ 模型的耗散率 ε 输运方程中新的模化项转换成比耗散率 ω 的形式为

$$R_2 = \beta' S k \omega - \frac{(\beta' k \omega)^2}{k + \sqrt{\beta' \nu k \omega}} \quad (12)$$

将转换后的 R_2 加入到 SST $k-\omega$ 模型在边界层外层及自由流区所使用的比耗散率 ω 的输运方程中,即外边界层及自由流区所使用模型表达式为

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma_{k2} \nu_t \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \beta^* \omega k \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma_{\omega2} \nu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2 \sigma_{\omega2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \\ & \gamma_2 \frac{\omega}{k} G_k - \beta_2 \omega^2 + \left(\beta' S \omega - \frac{k (\beta' \omega)^2}{k + \sqrt{\beta' \nu k \omega}} \right) \end{aligned} \quad (14)$$

通过加权函数 F_1 将外边界层及自由流区的两个模型进行整合,得到了改进后的 PRSST $k-\omega$ 模型,其湍动能 k 及比耗散率 ω 的输运方程为

$$\frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma_k \nu_t \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \beta^* \omega k \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + u_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma_\omega \nu_t \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ & 2 \sigma_{\omega2} (1 - F_1) \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \gamma \frac{\omega}{k} G_k - \beta \omega^2 + \\ & (1 - F_1) \left(\beta' S \omega - \frac{k (\beta' \omega)^2}{k + \sqrt{\beta' \nu k \omega}} \right) \end{aligned} \quad (16)$$

PRSST $k-\omega$ 模型对原始 SST $k-\omega$ 模型的比耗散率 ω 输运方程进行了改进,其输运方程中的经验系数为: $\sigma_{k1} = 0.85034$, $\sigma_{k2} = 1.0$, $\sigma_{\omega1} = 0.5$, $\sigma_{\omega2} = 0.85616$, $\gamma_1 = 0.5532$, $\gamma_2 = 0.4403$, $\beta_1 = 0.075$, $\beta_2 = 0.0828$, $\beta^* = 0.09$, $a_1 = 0.31$, $\beta' = 1.0$ 。

2 算例验证及结果分析

2.1 泵的基本参数

为了验证 PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型的性能,选取了比转数分别为 45.95、129.8 和 170 的 3 台离心泵进行数值计算,其几何模型和网格划分如图 1 所示,结构参数及试验性能如表 1 所示。

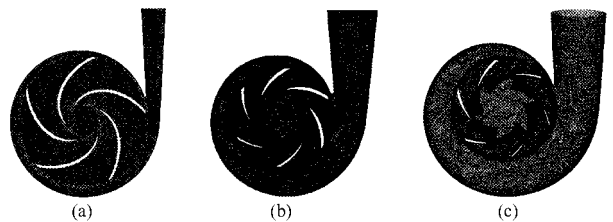


图 1 计算区域示意图

Fig. 1 Schematic diagram of computation area

(a) 1号泵 (b) 2号泵 (c) 3号泵

表 1 离心泵的结构参数和试验性能

Tab. 1 Main design parameters and experiments of centrifugal pump

编号	性能参数的试验值					几何参数					
	$Q_d / \text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	H / m	$n / \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	n_s	$\eta / \%$	Z	D_2 / mm	b_2 / mm	D_3 / mm	b_3 / mm	网格数
1	24.75	51.06	2900	45.95	61.8	5	209	4	214	12	819 708
2	43.2	18.45	2890	129.8	85	6	132	12	140	24	816 829
3	162.54	12.45	1450	170	87.2	6	222	30	234	56	990 051

2.2 计算方法

采用开源软件 OpenFOAM 对 SST $k-\omega$ 模型进行改进,导入网格模型并指定边界条件为:进口条件

为速度进口;出口条件为静压 $p = 0 \text{ Pa}$,其他量梯度为零;壁面条件为壁面无滑移。

动静部件之间的信息传递采用 GGI 方法处理,

以达到整机计算的目的^[9-10]。求解算法均采用 SIMPLE 算法,离散格式统一采用一阶迎风格式,残差收敛精度设置为 10^{-4} 。

2.3 结果分析

通过 SST $k-\omega$ 和改进后的两种湍流模型对上述离心泵进行数值计算,然后根据离心泵性能计算公式^[11-14]结合试验结果比较外特性。 ΔH 、 $\Delta \eta$ 的计算式为

$$\Delta H = \frac{H_c - H_e}{H_c} \times 100\% \quad \Delta \eta = \eta_c - \eta_e$$

式中 H_c ——扬程计算值 H_e ——扬程试验值
 η_c ——效率计算值 η_e ——效率试验值

2.3.1 低比转数离心泵

对比转数为 45.95 的 1 号离心泵在 $0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 和 $1.2Q_d$ 工况下进行数值计算,其能量特性的预测误差随流量的变化曲线如图 2 和图 3 所示。

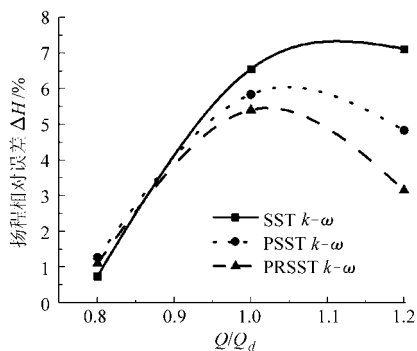


图 2 低比转数离心泵扬程相对误差曲线

Fig.2 Relative error curves of head for low specific centrifugal pump

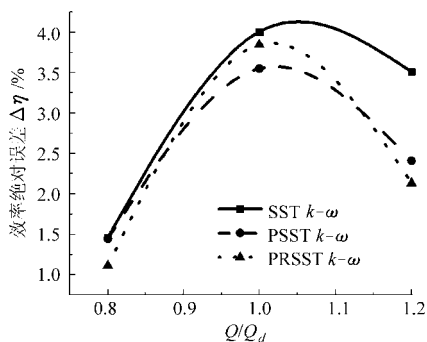


图 3 低比转数离心泵效率绝对误差曲线

Fig.3 Absolute error curves of efficiency for low specific centrifugal pump

从图 2 中的扬程相对误差曲线可以看出:1 号泵的 3 种湍流模型的扬程预测值与试验值分别存在不同程度的偏差;在 $0.8Q_d$ 工况下,3 种湍流模型的扬程相对误差都在 1.5% 以内;对于 $1.0Q_d$ 工况和 $1.2Q_d$ 工况,PRSST $k-\omega$ 模型的扬程相对误差比其他两种模型的扬程相对误差要小,其值分别为 5.40% 和 3.15%,而 SST $k-\omega$ 模型的扬程预测值与

试验值的偏差较大,其扬程相对误差分别为 6.55% 和 7.12%。从 3 种湍流模型的对比来看:在 $0.8Q_d$ 工况,PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型的扬程预测精度稍逊于 SST $k-\omega$ 模型,但在 $1.0Q_d$ 工况和 $1.2Q_d$ 工况下,PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型在扬程预测方面较 SST $k-\omega$ 模型有了较大提高。

从图 3 的效率绝对误差曲线可以看出:在 $0.8Q_d$ 工况下,3 种湍流模型的效率预测值都非常接近于试验值,其中 PRSST $k-\omega$ 模型的效率绝对误差最小,其值为 1.11%,SST $k-\omega$ 模型的效率绝对误差最大,其值为 1.46%;在 $1.0Q_d$ 工况和 $1.2Q_d$ 工况下,SST $k-\omega$ 模型的效率预测精度相对于其他两种模型要低,其效率绝对误差分别为 4.01% 和 3.51%。在所预测的 3 个工况点中,PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型的效率预测精度均高于 SST $k-\omega$ 模型。

综合扬程和效率误差的分析结果可以看出,除了在 $0.8Q_d$ 工况的扬程预测方面稍逊于 SST $k-\omega$ 模型之外,PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型在其他方面的能量性能预测精度均高于 SST $k-\omega$ 模型。

2.3.2 中比转数离心泵

对比转数为 129.8 的 2 号离心泵进行 3 个工况点的数值计算,其能量性能的预测误差随流量的变化曲线如图 4 和图 5 所示。

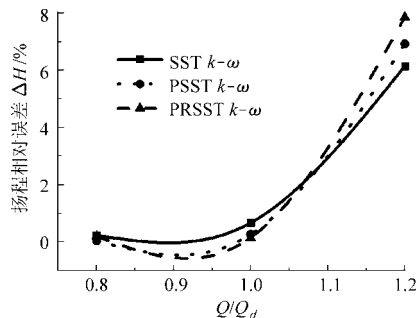


图 4 中比转数离心泵扬程相对误差曲线

Fig.4 Relative error curves of head for middle specific centrifugal pump

从图 4 中的扬程相对误差图可以看出,在 $0.8Q_d$ 工况和 $1.0Q_d$ 工况下,3 种湍流模型的扬程相对误差都处于 1% 以内,最小值为 $0.8Q_d$ 工况下 PSST $k-\omega$ 模型的预测值,其值为 0.04%,在 $1.2Q_d$ 工况下,SST $k-\omega$ 模型的扬程相对误差较小,其值为 6.15%,而 PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型的扬程相对误差值分别为 6.92% 和 7.85%;从所预测的 3 个工况点来看,除了 $1.2Q_d$ 工况外,PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型的扬程预测精度要高于 SST $k-\omega$ 模型的扬程预测精度。

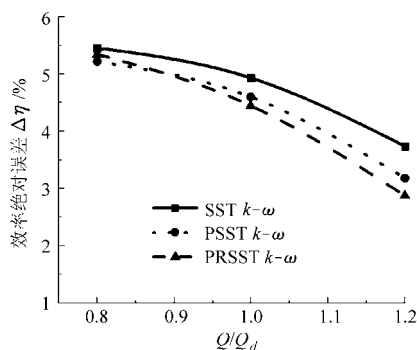


图 5 中比转数离心泵效率绝对误差曲线

Fig. 5 Absolute error curves of efficiency for middle specific centrifugal pump

图 5 中 3 种湍流模型的效率预测值之间的偏差较小;在所预测的 3 个工况点中, SST $k-\omega$ 模型的效率绝对误差相对于其他两种模型较大,其在 $0.8Q_d$ 工况下的效率绝对误差达到了 5.45%;从 3 个工况下的效率绝对误差对比可以看出, 3 种湍流模型的效率预测能够满足一定的精度要求,相对而言, PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型在效率的预测方面要优于 SST $k-\omega$ 模型。

综合 2 号泵的扬程和效率的误差预测结果可以看出,在比转数为 129.8 的离心泵的能量性能预测中, 3 种湍流模型的扬程和效率的预测精度能够满足一定的精度要求;在大多数工况下, PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型在扬程和效率的预测方面要优于 SST $k-\omega$ 模型。

2.3.3 高比转数离心泵

使用 3 种湍流模型对比转数为 170 的 3 号高比转数离心泵进行 $0.8Q_d$ 、 $1.0Q_d$ 和 $1.2Q_d$ 工况的数值计算,其扬程相对误差和效率绝对误差随流量的变化曲线如图 6 和图 7 所示。

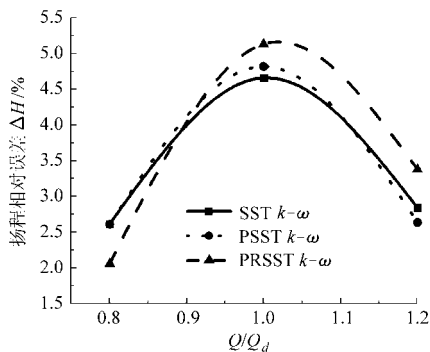


图 6 高比转数离心泵扬程相对误差曲线

Fig. 6 Relative error curves of head for high specific centrifugal pump

图 6 显示了 3 种湍流模型对比转数为 170 的高比转数离心泵的扬程相对误差预测情况,在 $0.8Q_d$ 工况下, PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型的扬程

预测精度高于 SST $k-\omega$ 模型;在 $1.0Q_d$ 工况下, SST $k-\omega$ 模型的扬程相对误差最小;在 $1.2Q_d$ 工况下, PSST $k-\omega$ 模型的扬程预测精度较高,其扬程相对误差小于 PRSST $k-\omega$ 模型和 SST $k-\omega$ 模型的扬程相对误差。

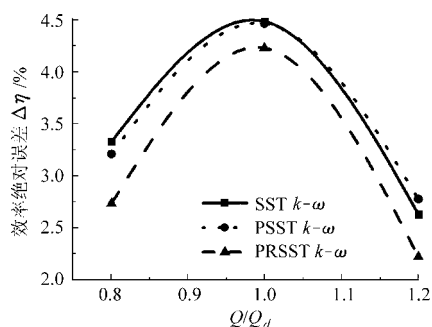


图 7 高比转数离心泵效率绝对误差曲线

Fig. 7 Absolute error curves of efficiency for high specific centrifugal pump

图 7 中的效率绝对误差曲线显示:在所预测的 3 个工况点中, PRSST $k-\omega$ 模型的效率绝对误差均小于其他两种模型的效率绝对误差,在 $0.8Q_d$ 和 $1.0Q_d$ 工况, PSST $k-\omega$ 模型的效率预测精度要高于 SST $k-\omega$ 模型,而在 $1.2Q_d$ 工况下, PSST $k-\omega$ 模型的效率绝对误差稍高于其他两种模型。

综合 3 号泵的扬程和效率误差预测性能可看出,在 $0.8Q_d$ 工况下, PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型的扬程和效率的预测精度要高于 SST $k-\omega$ 模型;在 $1.0Q_d$ 下, PSST $k-\omega$ 模型在能量性能预测方面介于其他两种模型之间,在 $1.2Q_d$ 工况下, PRSST $k-\omega$ 模型的扬程相对误差大于 SST $k-\omega$ 模型,而 PSST $k-\omega$ 模型在效率的预测方面稍逊于 SST $k-\omega$ 模型。

3 结论

(1) 在低比转数离心泵中,除了 $0.8Q_d$ 工况下的扬程预测精度稍差于 SST $k-\omega$ 模型之外,在其他方面, PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型的扬程和效率预测精度均高于 SST $k-\omega$ 模型。

(2) 在中比转数离心泵中, PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型在 $1.2Q_d$ 工况下的扬程预测精度低于 SST $k-\omega$ 模型,但效率预测精度要高于 SST $k-\omega$ 模型,其他两个工况下, PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型的能量性能预测精度均高于 SST $k-\omega$ 模型。

(3) 对于高比转数离心泵,在大多数情况下, PSST $k-\omega$ 模型和 PRSST $k-\omega$ 模型的预测精度高于 SST $k-\omega$ 模型。

参 考 文 献

- 1 刘梅清, 李秋玮, 白耀华, 等. 湍流模型在双吸离心泵数值模拟中的适用性分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(增刊): 6~9, 26.
Liu Meiqing, Li Qiuwei, Bai Yaohua, et al. Applicability of turbulence models in numerical simulation of double suction centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(Supp.): 6~9, 26. (in Chinese)
- 2 Yakhot V, Orszag S A. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory[J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 1~51.
- 3 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 Fluids, 1995, 24(3): 227~238.
- 4 Launder B E, Spalding D B. Lectures in mathematical models of turbulence[M]. London: Academic Press, 1972.
- 5 Wilcox D C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models[J]. AIAA Journal, 1988, 26(11): 1299~1310.
- 6 Wilcox D C. Turbulence modeling for CFD[M]. California: DCW Industries, Inc, 1993.
- 7 Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598~1605.
- 8 吴晓晶, 吴玉林, 刘树红. 改进的 SST $k-\omega$ 模型在旋转机械中的应用[C]. 中国工程热物理学会学术会议论文, 2008: 087006.
- 9 Beaudoin M, Jasak H. Development of a generalized grid interface for turbomachinery simulations with OpenFOAM[C]// Proceedings of Open Source CFD International Conference, Berlin, Germany, 2008.
- 10 Petit O. Numerical investigations of incompressible turbomachinery applications using OpenFOAM[D]. Sweden: Göteborg, 2010.
- 11 谈明高. 离心泵能量性能预测的研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2008.
Tan Minggao. Prediction research on energy characteristics for centrifugal pumps[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2008. (in Chinese)
- 12 关醒凡. 现代泵理论与设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2011.
- 13 刘厚林, 谈明高, 袁寿其. 离心泵圆盘摩擦损失计算[J]. 农业工程学报, 2006, 22(12): 107~109.
Liu Houlin, Tan Minggao, Yuan Shouqi. Calculation of disk friction loss of centrifugal pumps[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(12): 107~109. (in Chinese)
- 14 谈明高, 刘厚林, 袁寿其. 离心泵能量性能预测的对比[J]. 农业工程学报, 2008, 24(11): 95~98.
Tan Minggao, Liu Houlin, Yuan Shouqi. Comparative research on energy performance prediction of centrifugal pumps[J]. Transactions of the CSAE, 2008, 24(11): 95~98. (in Chinese)
- 15 张伟, 余运超, 陈红勋. 离心泵叶轮非设计工况下内部湍流流场的模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2010, 28(1): 38~42.
Zhang Wei, Yu Yunchao, Chen Hongxun. Numerical simulation of flow in centrifugal pump impeller at off-design conditions [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(1): 38~42. (in Chinese)

(上接第 122 页)

- 8 沈艳宁, 袁寿其, 陆伟刚, 等. 复合叶轮离心泵数值模拟正交试验设计方法[J]. 农业机械学报, 2010, 41(9): 22~26.
Shen Yanning, Yuan Shouqi, Lu Weigang, et al. Orthogonal test design method based on numerical simulation for non-overload centrifugal pump with complex impeller [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 22~26. (in Chinese)
- 9 丛小青, 袁寿其, 袁丹青. 无过载排污泵正交试验研究[J]. 农业机械学报, 2005, 35(10): 66~69.
Cong Xiaoqing, Yuan Shouqi, Yuan Danqing. Research of Latin square test on non-overload sewage pumps [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 35(10): 66~69. (in Chinese)
- 10 杨军虎, 吴俊辉, 张人会. 无过载离心泵内部流场的三维数值模拟[J]. 兰州理工大学学报, 2009, 35(1): 41~45.
Yang Junhu, Wu Junhui, Zhang Renhui. Three-dimensional numerical simulation of internal flow field in non-overloading centrifugal pump[J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2009, 35(1): 41~45. (in Chinese)