

改进的离心压气机滑移因子模型

张超炜^{1,2}, 董学智^{1,2}, 刘锡阳^{1,2}, 高庆^{1,2}, 谭春青^{1,2}

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;

2. 中国科学院大学工程科学学院, 北京 100049)

摘 要: 建立一种基于 Qiu 模型的改进的离心压气机滑移因子模型。该模型在 Qiu 模型的基础上, 增添二次流项来修正滑移因子, 同时考虑了出口叶片角与最大叶片角的差值及相应位置。采用亚声速叶轮 Krain4、跨声速叶轮 Krain6 和 IET200 叶轮对该改进模型进行 CFD 验证, 并对模型二次流项中常数 c 的取值进行讨论。结果表明: 与 Qiu 模型及其他传统滑移因子模型相比, 该改进模型的精度较高, 平均相对误差在 2% 以下, 适用于亚声速及跨声速离心压气机。

关 键 词: 滑移因子; 离心压气机; 相对涡; Qiu 模型; 二次流; 扩压因子

中图分类号: V235.1

文献标志码: A

Improved slip factor model for centrifugal compressor

ZHANG Chaowei^{1,2}, DONG Xuezhi^{1,2}, LIU Xiyang^{1,2},

GAO Qing^{1,2}, TAN Chunqing^{1,2}

(1. Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. School of Engineering Science,

University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: An improved slip factor model based on Qiu model for centrifugal compressor was developed. A secondary flow term was added to the Qiu model to correct the slip factor. Furthermore, the difference between the exit blade angle and the maximum blade angle as well as the corresponding position was taken into account. The improved model was verified by CFD with subsonic impeller Krain4, transonic impeller Krain6 and IET200 impeller. The constant coefficient c of the secondary flow was discussed. Compared with the CFD results, there as small error of the improved model. Results showed that compared with Qiu model and other traditional slip factor model, the improved model had higher accuracy, and the average relative error was below 2%. This improved model is suitable for subsonic and transonic centrifugal compressors.

Key words: slip factor; centrifugal compressor; relative eddy; Qiu model; secondary flow; diffusion factor

收稿日期: 2017-04-13

基金项目: 国家自然科学基金(51676182)

作者简介: 张超炜(1992—), 男, 硕士生, 主要从事高压比离心压气机设计研究。

通讯作者: 谭春青(1963—), 男, 研究员, 博士, 主要从事叶轮机械气动热力学研究。E-mail: tan@iet.cn

引用格式: 张超炜, 董学智, 刘锡阳, 等. 改进的离心压气机滑移因子模型[J]. 航空动力学报, 2018, 33(9): 2178-2187. ZHANG Chaowei, DONG Xuezhi, LIU Xiyang, et al. Improved slip factor model for centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(9): 2178-2187.

其中 W_s 表示吸力面流体的相对速度; W_p 表示压力面流体的相对速度; a 表示相对涡的直径; U_2 表示叶轮出口叶尖速度。

Cumpsty^[13] 通过研究发现, 压力面和吸力面相对速度差可以表示为如下关系:

$$\frac{W_s - W_p}{s_{\text{throat}}} = 2\omega \sin \gamma \cos \beta - W \left(\frac{d\beta}{dm} - \frac{\cos \beta \sin \beta}{\rho b} \cdot \frac{d\rho b}{dm} \right) \quad (4)$$

其中 s_{throat} 表示叶轮喉部宽度; γ 表示子午流线倾角; β 表示相对气流角; W 表示相对速度; m 表示子午流线长度; b 表示叶片高度; ρ 表示气流密度。

Qiu 在相对涡理论的基础上, 借鉴 Cumpsty 的研究工作, 提出了适用于轴流、离心和斜流压气机的 Qiu 模型。该模型主要分为 3 项, 分别是与相对涡相关的分量 $\Delta\sigma_{\text{radial}}$, 与叶片扭转率相关的分量 $\Delta\sigma_{\text{turn}}$, 与流道扩张导致的气流加功相关的分量 $\Delta\sigma_{\text{passage}}$ 。Qiu 模型认为第 3 项相对于其他两项较小, 故将其忽略, 从而滑移因子成为出口流量系数的线性函数。

$$\sigma = 1 - (\Delta\sigma_{\text{radial}} + \Delta\sigma_{\text{turn}} + \Delta\sigma_{\text{passage}}) \quad (5)$$

$$\Delta\sigma_{\text{radial}} = \frac{F\pi\cos\beta_{2b}\sin\gamma_2}{Z_2} \quad (6)$$

$$\Delta\sigma_{\text{turn}} = \frac{Fs_2\phi_2}{4\cos\beta_{2b}} \left(\frac{d\beta}{dm} \right)_2 \quad (7)$$

$$\Delta\sigma_{\text{passage}} = -\frac{F\phi_2s_2\sin\beta_{2b}}{4\rho_2b_2} \left(\frac{d\rho b}{dm} \right)_2 \quad (8)$$

叶片形状因子

$$F = 1 - \sin \frac{\pi}{Z_2} \sin \left(\frac{\pi}{Z_2} + \beta_{2b} \right) \cdot \cos\beta_{2b}\sin\gamma_2 - \frac{t_2}{s_2\cos\beta_{2b}} \quad (9)$$

喉部宽度

$$s_{\text{throat}} = Fs_2 \quad (10)$$

出口叶片节距

$$s_2 = 2\pi R_2 / Z_2 \quad (11)$$

出口流量系数

$$\phi_2 = C_{2m} / U_2 \quad (12)$$

其中 γ_2 是出口子午流线倾角, 对于离心压气机而言, 取 90° ; β_{2b} 表示出口叶片角(径向); b_2 表示出口叶片高度; R_2 表示叶轮出口半径; Z_2 表示出口叶片数; t_2 表示出口叶片厚度; ρ_2 表示出口气流密度; C_{2m} 表示叶轮出口绝对速度子午流线方向上的分量。

相比传统模型, Qiu 模型考虑了叶片厚度、叶片扭转率和气体流动参数的影响, 但是 Qiu 模型

尚未模化的因素还有很多, 如附面层对流道的气动堵塞及二次流对滑移的抑制作用, 造成 Qiu 模型的适用范围和预测能力存在不确定性。尤其是小型离心压气机, 往往伴随强烈的二次流^[14]。本文在 Qiu 模型的基础上, 考虑二次流对滑移的抑制作用, 提出了改进的滑移因子模型。

2 改进的滑移因子模型建立

Qiu 模型建立在流体无黏无旋的假设上, 但是实际气流具有黏性。因此, 实际相对涡旋转的角速度应小于叶轮旋转的角速度。本文通过考虑离心压气机中的周向二次流来修正 Qiu 模型, 弥补相对涡角速度的计算误差。二次流是由压力面与吸力面的压差造成气流由压力面向吸力面的周向流动, 该流动方向与相对涡的切向分速度相反, 故对气流的滑移有抑制作用。因此, 本文在 Qiu 模型基础上, 增加二次流项对滑移因子进行修正。

$$\sigma = 1 - (\Delta\sigma_{\text{radial}} + \Delta\sigma_{\text{turn}} + \Delta\sigma_{\text{passage}} + \Delta\sigma_{\text{sec}}) \quad (13)$$

二次流主要与吸力面和压力面的压差大小有关, 扩压因子通常是影响二次流大小的关键因素, 离心压气机周向二次流强度通常与扩压因子的平方成正比^[15], 本文二次流项亦采用扩压因子来表达

$$\Delta\sigma_{\text{sec}} = fD^2 \quad (14)$$

扩压因子

$$D = 1 - \frac{W_2}{W_{1s}} + \frac{0.75\Delta h_{\text{th}}W_2}{\left[\frac{Z_2}{\pi} \left(1 - \frac{d_{1s}}{d_2} \right) + \frac{2d_{1s}}{d_2} \right] W_{1s} U_2^2} \quad (15)$$

$$\Delta h_{\text{th}} = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} \quad (16)$$

其中 W_2 表示气流出口相对速度; W_{1s} 表示气流进口轮缘相对速度; d_{1s} 表示叶轮进口轮缘直径; d_2 表示叶轮出口直径; U_1 表示叶轮进口旋转线速度; $C_{\theta 1}$ 表示气流进口绝对速度的切向分量。

模型中 f 表示二次流项对滑移因子的影响大小, 该项与叶片角的分布规律有关。通过对叶轮计算分析发现, 出口叶片角与最大叶片角的差值 $\Delta\beta_{\text{max-2}}$ 及其对应点的无量纲子午长度 $m_{\text{max-2}}$ 对二次流的影响起到关键作用, 因此 f 为 $\Delta\beta_{\text{max-2}}$ 和 $m_{\text{max-2}}$ 的函数。如图 3 所示, 图中曲线表示离心压气机叶片角分布, $\Delta\beta_{\text{max-2}}$ 表示出口叶片角与最大叶片角的差值, $m_{\text{max-2}}$ 表示相应的无量纲子午位置。

Huang 等^[16] 发现 $\Delta\beta_{\text{max-2}}$ 对滑移因子有较大

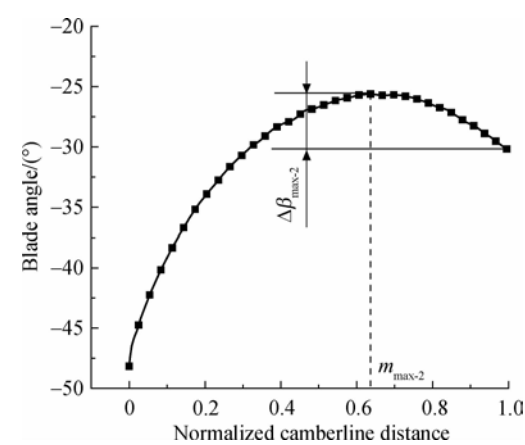


图 3 $\Delta\beta_{\max-2}$ 定义示意图

Fig. 3 $\Delta\beta_{\max-2}$ definition schematic diagram

的影响, $\Delta\beta_{\max-2}$ 越大, 滑移因子随出口流量系数的变化越剧烈。根据 Constant 和 Howell 对轴流压气机落后角的研究, 落后角与叶片最大厚度的相对位置的二次方有关^[17], 其物理意义与离心压气机叶轮中的 $m_{\max-2}$ 类似。针对离心压气机的特点, 本文认为滑移因子与 $m_{\max-2}$ 的二次方有关。因此, 本文采用式(17)作为系数 f 的计算表达式

$$f = c[\tan(\Delta\beta_{\max-2}) + m_{\max-2}^2] \tag{17}$$

其中 $\Delta\beta_{\max-2}$ 表示出口叶片角与最大叶片角的差值; $m_{\max-2}$ 表示 $\Delta\beta_{\max-2}$ 对应点的无量纲子午长度; c 为常数, 取 -0.25 。

由式(17)可知, 随着 $\Delta\beta_{\max-2}$ 和 $m_{\max-2}$ 的增加, f 逐渐增大, 即叶片的 $\Delta\beta_{\max-2}$ 加大, 或者最大叶片角位置越靠后, 而二次流因素对滑移的影响越大。若 f 接近于零, 即叶片退化为如图 1 所示的无折转的直叶片, 二次流对滑移因子的影响较小甚至可忽略, 则本模型便退化为 Qiu 模型; 若流动参数对滑移因子较小, 则本模型退化为 Stodola 模型。

3 模型 CFD 验证

目前离心叶轮速度场的测量均采用接触式测量, 而其测量误差较大, 无法精确测量速度场。因此, 目前普遍采用 CFD 模拟离心叶轮速度场, 并通过实验测量总体参数来验证 CFD 计算的准确性。为了验证当前改进的滑移因子模型, 本文对 3 个叶轮: 亚声速 Krain4 叶轮、跨声速 Krain6 叶轮及 IET200 叶轮进行 CFD 计算, 从而计算叶轮在不同转速和流量下的滑移因子。滑移因子计算所需的参数, 均采用等于叶轮出口直径 2% 平面的流量平均值^[11]。主要出于以下两点原因: 其一是出口速度变化较小; 其二是出口气流混合较为

充分, 从而计算较为准确。滑移因子的数值计算公式如下:

$$\sigma_s = \frac{C_{r2} \tan\beta_{2b} + C_{\theta 2}}{U_2} \tag{18}$$

其中 C_{r2} 表示出口径向速度; $C_{\theta 2}$ 表示气流实际出口切向速度; β_{2b} 表示出口叶片角(径向)。

利用当前改进模型、Qiu 模型及其他传统模型计算 3 个算例在设计转速、不同出口流量系数下的滑移因子, 并按式(19)计算与 CFD 计算值的相对误差。最后, 对不同流量系数下各点的相对误差进行算术平均, 得到各模型的平均相对误差, 并进行比较。

$$E = \frac{|\sigma - \sigma_s|}{\sigma_s} \times 100\% \tag{19}$$

3.1 Krain4 叶轮

3.1.1 物理模型及网格划分

Krain4 叶轮是少数具有公开几何和实验数据的亚声速叶轮^[18-19], 其设计参数如表 1 所示。为区别设计压比为 6.1 的 Krain 叶轮, 此处设计压比为 4.6 的 Krain 叶轮命名为“Krain4”, 而设计压比为 6.1 的 Krain 叶轮命名为“Krain6”。如图 4 所示, 物理模型包括叶轮和无叶扩压器, 其中无叶扩压器直径是叶轮出口直径的 1.4 倍。

表 1 Krain4 叶轮设计参数	
Table 1 Design parameters of Krain4 impeller	
设计参数	数值
流量/(kg/s)	4.0
总压比	4.6
转速/(r/min)	22 363
叶轮出口直径 D_2 /mm	400
出口叶片角 $\beta_{2b}/(^{\circ})$	-30
出口叶片数 Z_2	24
进口叶尖相对马赫数	1.0

计算域网格生成器采用 Fine/Autogrid 5 模块如图 5 所示, 采用 Default 型网格拓扑结构。在壁面附近进行网格加密, 壁面第 1 层网格厚度为 $3\mu\text{m}$, 保证 y^+ 值小于 10, 满足湍流模型要求。计算域网格节点总数约为 65 万。

3.1.2 计算模型及计算条件设置

Spalart-Allmaras(S-A)湍流模型相对于两方程模型计算量小、稳定性好, 计算网格在壁面的加密程度与零方程模型有同等的量级, 在叶轮机械



图 4 Krain4 叶轮模型
Fig. 4 Krain4 impeller model

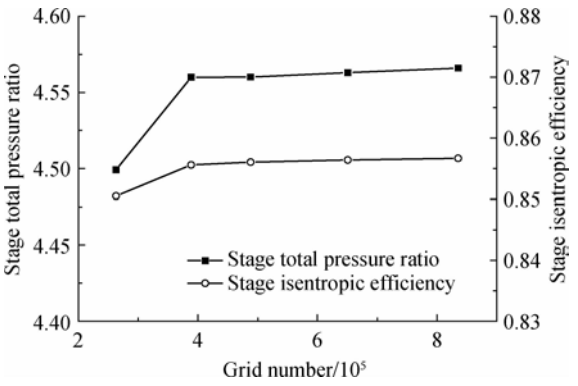


图 6 Krain4 叶轮网格无关性验证
Fig. 6 Grid independence verification of Krain4 impeller



图 5 Krain4 叶轮计算域网格
Fig. 5 Computational domain grid of Krain4 impeller

计算中应用较为广泛^[20]。因此,Krain4、Krain6 和 IET200 叶轮计算模型,均采用 Spalart-Allmaras 模型对雷诺平均 Navier-Stokes(N-S)方程进行封闭。

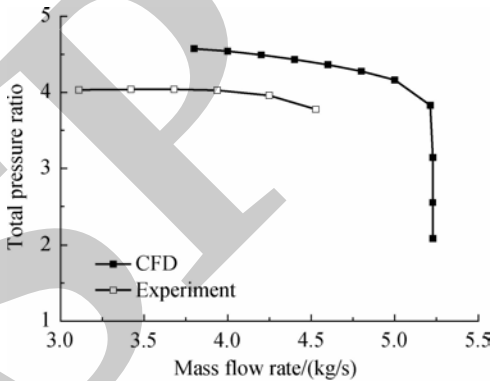
采用 Fine/Turbo 求解器对 Krain4 叶轮在转速 n' 为 105%、100%、95%、90%、80%、70%、60%设计转速 n_d 下,进行 CFD 稳态计算。工质为理想空气,入口总温为 288.15 K,入口总压为 101 325 Pa,并采用绝热无滑移固壁边界条件。

3. 1. 3 网格无关性验证

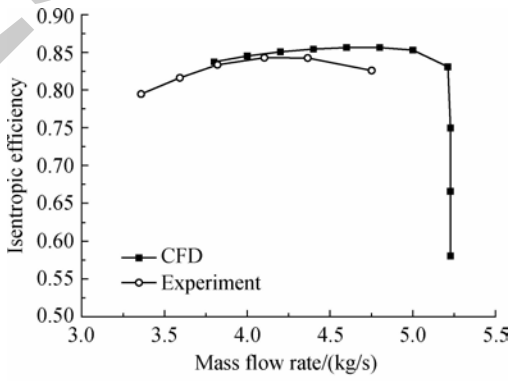
数值模拟过程中,网格质量会影响计算精度。为消除网格尺寸对计算结果的影响,选取 5 种不同的网格尺度对模型进行 CFD 计算。如图 6 所示,当网格数大于 50 万后,设计点级总压比和级等熵效率的计算值基本保持不变。故 Krain4 叶轮模型采用的网格数符合计算模型的要求。

3. 1. 4 计算方法验证

为验证该计算方法的准确性,本文利用上述计算方法对设计转速下带无叶扩压器的 Krain4 叶轮进行 CFD 计算。如图 7 所示,级总压比和等熵效率的 CFD 计算值与实验值对比,发现 CFD 计算值高于实验值。尽管实验结果与 CFD 结果存在一定差别,但两者具有一致的变化规律且非常接近,表明了该计算方法的合理性和准确性。



(a) 总压比



(b) 等熵效率

图 7 Krain4 叶轮 CFD 和实验值性能参数比较

Fig. 7 Comparison of CFD result and experiment result performance of Krain4 impeller

3. 1. 5 结果分析

Krain4 叶片的形状因子 F 为 0.8915,叶片扭转率 $d\beta/dm$ 为 2.1646,扩压因子 D 为 0.7273,二次流项系数 f 为-0.1217。

滑移因子随流量系数的变化关系如图 8 所示,图中散点表示 CFD 计算的滑移因子。由于叶片扭转率为正,滑移因子随流量系数的增大而减小。通过比较发现,Stodola 和 Wiesner 计算模型

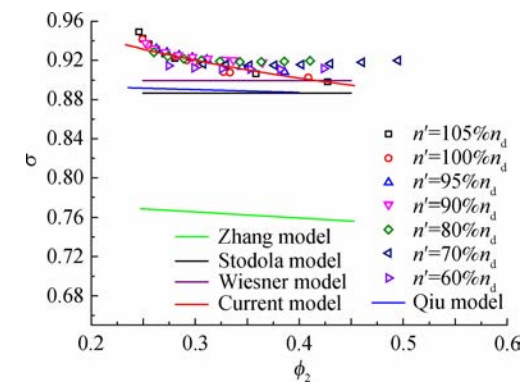


图 8 Krain4 叶轮滑移因子

Fig. 8 Krain4 impeller slip factor

虽然在大流量区域与 CFD 计算值比较接近,但是无法体现出滑移因子随流动状态变化的关系,其 在小流量区域误差较大。对于 Qiu 模型,尤其是 Zhang 模型,其计算的滑移因子明显低于 CFD 计算值。在 Qiu 模型上增加二次流项后,当前改进的滑移因子模型精度明显提高。由表 2 可知,相比 于其他模型,本文提出的改进模型误差最小,平均 相对误差为 0.71%。此外,对于滑移因子 σ 随 出口流量系数 ϕ_2 变化的情况,当前改进的滑移 因子模型明显比 Qiu 模型变化剧烈,这与 Huang 等 的研究是一致的。

表 2 Krain4 叶轮各模型相对误差

Table 2 Model's relative error of Krain4 impeller

模型名称	平均相对误差/%
Qiu 模型	3.49
Zhang 模型	16.94
Stodola 模型	3.60
Wiesner 模型	2.21
Current 模型	0.71

3.2 Krain6 叶轮

3.2.1 物理模型及网格划分

Krain6 叶轮是少数具有公开几何数据的跨 声速叶轮^[21],其设计参数如表 3 所示。如图 9 所 示,物理模型包括叶轮和无叶扩压器,其中无叶扩 压器直径是叶轮出口直径的 1.4 倍。

计算域网格生成器采用 Fine/Autogrid 5 模 块如图 10 所示,采用 Default 型网格拓扑结构。 在壁面附近进行网格加密,壁面第 1 层网格厚度 为 3 μm ,保证 y^+ 值小于 10,满足湍流模型要求。 计算域网格节点总数约为 91 万。

表 3 Krain6 叶轮设计参数

Table 3 Design parameters of Krain6 impeller

设计参数	数值
流量/(kg/s)	2.55
总压比	6.1
转速/(r/min)	50 000
叶轮出口直径 D_2 /mm	224
出口叶片角 $\beta_{2b}/(^{\circ})$	-43.5
主叶片数	13
分流叶片数	13
进口叶尖相对马赫数	1.45



图 9 Krain6 叶轮模型

Fig. 9 Krain6 impeller model

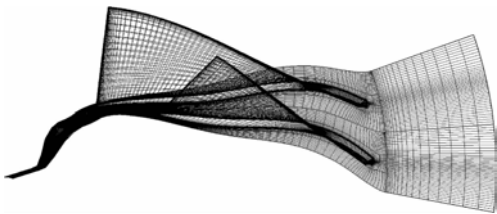


图 10 Krain6 叶轮计算域网格

Fig. 10 Computational domain grid of Krain6 impeller

3.2.2 计算模型及计算条件设置

湍流模型采用 Spalart-Allmaras 模型。采用 Fine/Turbo 求解器对 Krain6 叶轮在转速 n 为 50 000、47 500、44 000、40 000、35 000、30 000 r/min 下,进行稳态数值计算。工质为理想空气,入口总 温为 288.15 K,入口总压为 101 325 Pa,并采用绝 热无滑移固壁边界条件。

3.3.3 网格无关性验证

选取 5 种不同的网格尺度对模型进行 CFD 计算。如图 11 所示,当网格数大于 60 万以后,设

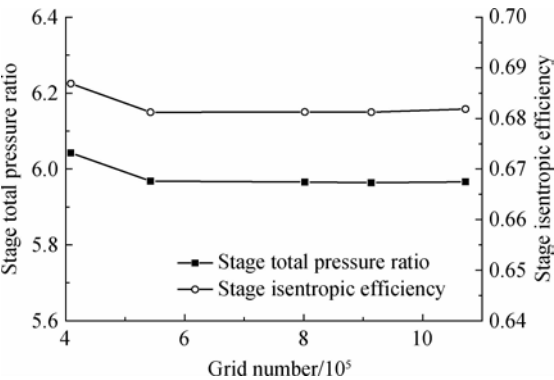


图 11 Krain6 叶轮网格无关性验证

Fig. 11 Grid independence verification of Krain6 impeller

计点级总压比和级等熵效率的计算值基本保持不变。因此, Krain6 叶轮模型采用的网格数符合计算模型的要求。

3.2.4 结果分析

Krain6 叶片的形状因子 F 为 0.853 8, 叶片扭转率 $d\beta/dm$ 为 6.4693, 扩压因子 D 为 0.8099, 二次流项系数 f 为-0.1362。

Krain6 各模型相对误差见表 4。滑移因子随流量系数变化关系如图 12 所示。由于叶片扭转率为正, 滑移因子随流量系数的增大而减小。通

表 4 Krain6 叶轮各模型相对误差

Table 4 Model's relative error of Krain6 impeller

模型名称	平均相对误差/%
Qiu 模型	2.99
Zhang 模型	11.42
Stodola 模型	2.69
Wiesner 模型	2.22
Current 模型	1.66

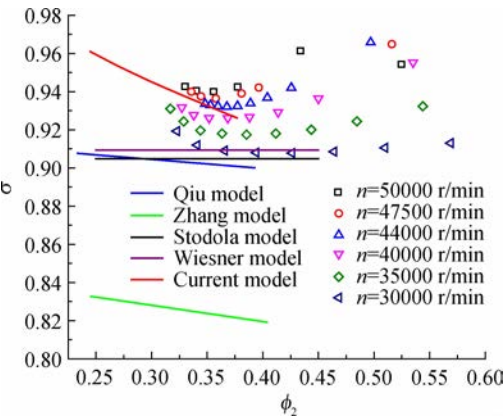


图 12 Krain6 叶轮滑移因子

Fig. 12 Krain6 impeller slip factor

过比较发现, Stodola 模型、Wiesner 模型与 Qiu 模型所计算的滑移因子比较接近, 均明显低于 CFD 计算值。当前改进的滑移因子模型误差最小, 平均相对误差为 1.66%。相比 Krain4 叶轮误差有所上升, 这主要是由于 Krain6 叶轮为跨声速叶轮, 流动伴随着激波, 从而提高了滑移因子计算的难度和不确定性。

3.3 IET200 叶轮

3.3.1 物理模型及网格划分

IET200 叶轮是本项目团队独立设计的跨声速叶轮, 其设计参数如表 5 所示。计算模型包括叶轮和无叶扩压器, 其中无叶扩压器直径是叶轮出口直径的 1.4 倍, 如图 13 所示。

表 5 IET200 叶轮设计参数

Table 5 Design parameter of IET200 impeller

设计参数	数值
流量/(kg/s)	2.3
总压比	4.0
转速/(r/min)	45 000
叶轮出口直径 D_2 /mm	215
出口叶片角 $\beta_{2b}/(^{\circ})$	-43.5
主叶片数	15
分流叶片数	15
进口叶尖相对马赫数	1.3

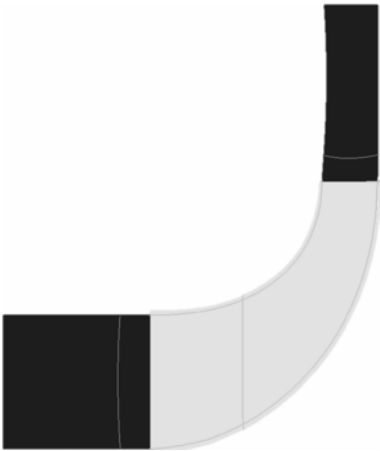


图 13 IET200 叶轮模型

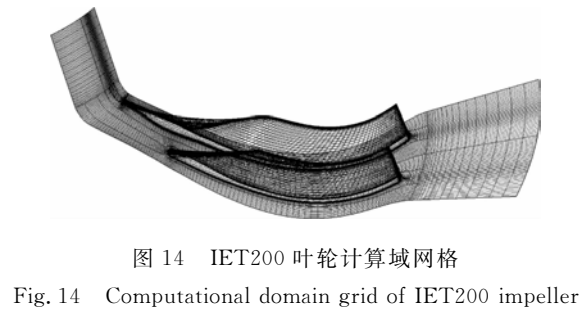
Fig. 13 IET200 impeller model

计算域网格生成器采用 Fine/Autogrid 5 模块如图 14 所示, 采用 Default 型网格拓扑结构。在壁面附近进行网格加密, 壁面第 1 层网格厚度为 $3\mu\text{m}$, 保证 y^+ 值小于 10, 满足湍流模型要求。

计算域网格节点总数约为 91 万。

误差为 1.45%。

表 6 IET200 叶轮各模型相对误差	
Table 6 Model's relative error of IET200 impeller	
模型名称	平均相对误差/%
Qiu 模型	4.05
Zhang 模型	7.44
Stodola 模型	2.93
Wiesner 模型	3.22
Current 模型	1.45



3.3.2 计算模型及计算条件设置

湍流模型采用 Spalart-Allmaras 模型。采用 Fine/Turbo 求解器对 IET200 叶轮在转速为 105%、100%、95%、90%、80%、70%、60%设计转速下,进行稳态 CFD 数值计算。工质为理想空气,入口总温为 288.15 K,入口总压为 101325 Pa,并采用绝热无滑移固壁边界条件。

3.3.3 网格无关性验证

选取 5 种不同的网格尺度对模型进行 CFD 计算。如图 15 所示,当网格数大于 70 万以后,设计点级总压比和级等熵效率的计算值基本保持不变。因此,IET200 叶轮模型采用的网格数符合计算模型的要求。

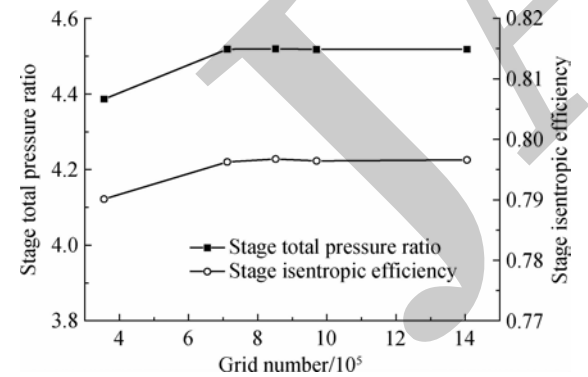


图 15 IET200 叶轮网格无关性验证
Fig. 15 Grid independence verifcation of IET200 impeller

3.3.4 结果分析

IET200 叶片的形状因子 F 为 0.809 3,叶片扭转率 $d\beta/dm$ 为 14.076 4,扩压因子 D 为 0.8001,二次流项系数 f 为-0.1716。

IET200 叶轮各模型相对误差见表 6。滑移因子随流量系数的变化关系如图 16 所示,Qiu 模型所计算的滑移因子亦明显低于 CFD 计算值。而当前改进的滑移因子模型误差最小,平均相对

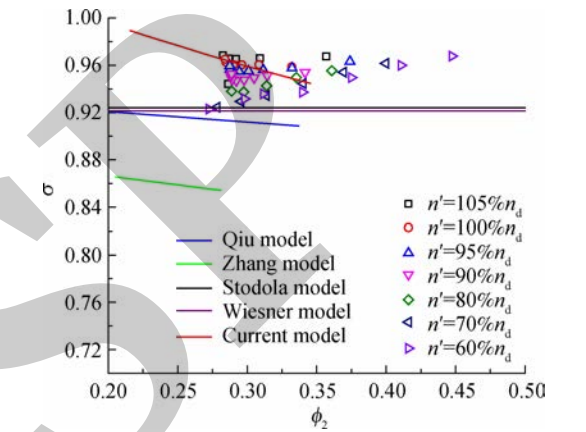


图 16 IET200 叶轮滑移因子
Fig. 16 IET200 impeller slip factor

4 模型常系数 c 讨论

由于模型的二次流项中含有系数 f ,其取值势必会影响模型的精度。本文利用式(17)确定 f ,而式(17)中含有常系数 c 。如图 17 所示,随着常系数 c 的增大, f 逐渐增大。如图 18~图 20 所示,随着常系数 c 的减小,滑移因子逐渐增大。

为了确定常系数 c 的最佳取值范围,本文计

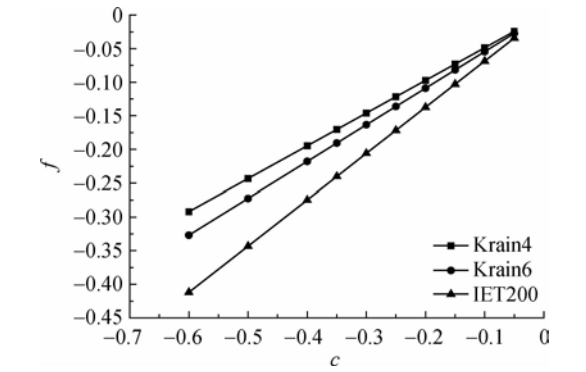


图 17 f 随常 c 的变化情况
Fig. 17 f variation with constant c

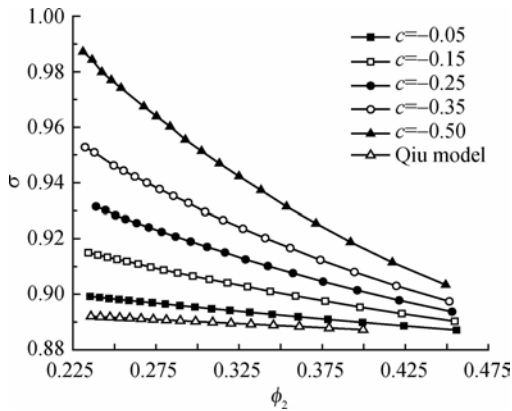


图 18 Krain4 叶轮改进模型的滑移因子随 c 的变化情况
Fig. 18 Slip factor of current model variation with c for Krain4 impeller

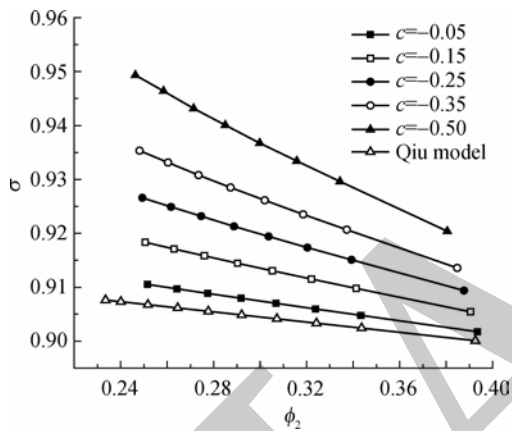


图 19 Krain6 叶轮改进模型的滑移因子随 c 的变化情况
Fig. 19 Slip factor of current model variation with c for Krain6 impeller

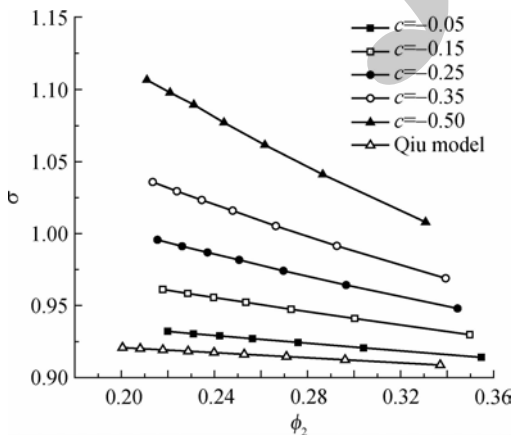


图 20 IET200 叶轮改进模型的滑移因子随 c 的变化情况
Fig. 20 Slip factor of current model variation with c for IET200 impeller

算了在不同常系数下,当前改进模型相对误差的变化情况。随着常系数 c 的增大,相对误差呈现先减后增的趋势,如图 21 所示。若常系数 c 取值过大,反而会使误差大于 Qiu 模型。综合 3 个叶轮的结果,本文认为常系数 c 在 $-0.30 \sim -0.15$ 之间最佳。

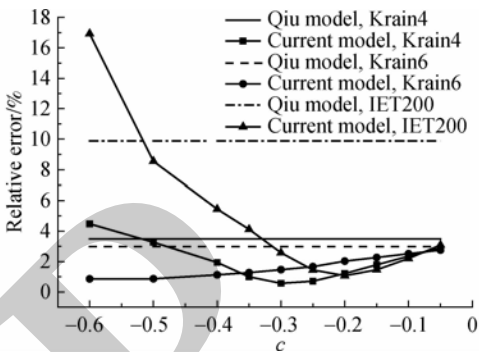


图 21 改进模型相对误差随常系数 c 的变化情况
Fig. 21 Relative error of current model variation with c

5 结 论

本文针对离心压气机叶片出口的滑移现象,提出改进的滑移因子模型。在 Stodola 相对涡理论 and Qiu 模型的基础上,考虑二次流对滑移的抑制作用,进而提高了计算精度。主要得到如下结论:

- 1) 滑移因子不仅与叶片几何结构有关,还与流动参数相关。若离心压气机二次流影响可忽略,则本模型便退化为 Qiu 模型;若流动参数影响较小,则该模型便只与叶片形状相关,即 Stodola 模型;
- 2) 二次流对滑移有抑制作用。随着二次流强度增大,滑移因子增大;
- 3) 本文提出的改进模型适用于亚声速和跨声速离心压气机,平均相对误差在 2% 以下;
- 4) 随着常系数 c 的增大,改进模型的相对误差呈现先减后增的趋势。综合 3 个叶轮的结果,本文认为常系数 c 在 $-0.30 \sim -0.15$ 之间最佳。

参考文献:

[1] 杨策,施新. 径流式叶轮机械理论及设计[M]. 北京: 国防工业出版社,2004.
[2] STODOLA A. Steam and gas turbines[M]. New York, USA: McGraw-Hill Press, 1927.
[3] STANITZ J D. One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial-and mixed-flow centrifugal compressors, including effects of friction, heat transfer and

- area change[R]. NACA-TN 2610,1952.
- [4] SCHULZ W. Das förderhöhenverhältnis radialer kreisel-pumpen mit logarithmisch-spiraligen schaufeln[J]. Zamm Journal of Applied Mathematics and Mechanics Zeitschrift Für Angewandte Mathematik Und Mechanik,1928,8(1): 10-17.
- [5] WIESNER F J. A review of slip factors for centrifugal im-pellers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1967,89(4):558-566.
- [6] PAENG K S,CHUNG M K. A new slip factor for centrif-ugal impellers[J]. Proceedings of the Institution of Me-chanical Engineers;Part A Journal of Power and Energy, 2001,215(5):645-649.
- [7] WITHEE J R J,BEEDE W L. Design and test of mixed-flow impellers: II experimental results, impeller model MFI-1A[R]. NACA-RM E52E22,1952.
- [8] ECKARDT D. Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers; I flow measurements u-sing a laser velocimeter [R]. ASME Paper 80-GT-33, 1980.
- [9] ECK B. Fans: design and operation of centrifugal, axial-flow, and cross-flow fans[M]. Frankfurt, Germany: Per-gamon Press,1973.
- [10] QIU X,MALLIKARACHCHI C,ANDERSON M. A new slip factor model for axial and radial impellers[R]. ASME Paper GT2007-27064,2007.
- [11] ZHANG D,LIBERTI J L D,CAVE M. Blade thickness effect on impeller slip factor[R]. ASME Paper GT2010-22557,2010.
- [12] 孟斐,田晓沛,单鹏. 改进的 Qiu 滑移因子模型用于离心压气机叶轮的参数研究[J]. 航空动力学报,2014,29(4): 944-952.
- MENG Fei, TIAN Xiaopei, SHAN Peng. Parametric re-search on improved Qiu slip factor model for centrifugal compressor impeller [J]. Journal of Aerospace Power, 2014,29(4):944-952. (in Chinese)
- [13] CUMPSTY N A. Compressor aerodynamics[M]. Essex, England: Wiley,1989.
- [14] 周荐辉,樊未军,田晓沛,等. 某小型高速离心叶轮的优化设计[J]. 航空动力学报,2009,24(9):2122-2127.
- ZHOU Jianhui, FAN Weijun, TIAN Xiaopei, et al. Op-timized design of a small type high speed centrifugal com-pressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(9): 2122-2127. (in Chinese)
- [15] COPPAGE J E,DALLENBACH F. Study of supersonic radial compressors for refrigeration and pressurization sys-tems[J]. Information Processing Letters,1956,1(4):157-163.
- [16] HUANG J M,LUO K W,CHEN C F,et al. Numerical in-vestigations of slip phenomena in centrifugal compressor impellers[J]. International Journal of Turbo and Jet En-gines,2013,30(1):123-132.
- [17] 王仲奇,秦仁. 透平机械原理[M]. 北京:机械工业出版社, 1988.
- [18] KRAIN H. A CAD-Method for centrifugal compressor im-pellers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1984,106(2):482-488.
- [19] KRAIN H,HOFFMANN W. Verification of an impeller design by laser measurements and 3D-viscous flow calcula-tions[R]. ASME Paper 89-GT-159,1989.
- [20] 马威,王丹华,陆利蓬. 提高 Spalart-Allmaras 湍流模型对分离模拟能力的研究[J]. 航空动力学报,2008,23(8): 1474-1479.
- MA Wei,WANG Danhua,LU Lipeng. Investigation on im-proving the capability of predicting separation of Spalart-Allmaras turbulence model [J]. Journal of Aero-space Power,2008,23(8):1474-1479. (in Chinese)
- [21] EISENLOHR G,KRAIN H,RICHTER F A,et al. Inves-tigations of the flow through a high pressure ratio centrif-ugal impeller[R]. ASME Paper GT2002-30394,2002.

(编辑:王碧珺)