

超临界 CO₂ 径流透平一维计算模型的研究

孙宇轩¹, 郭朝红², 姜玉雁³, 赵德材¹

(1. 中国科学院大学 工程科学学院, 北京 100190; 2. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190;
3. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081)

摘 要:透平作为循环输出功部件,是超临界二氧化碳(SCO₂)布雷顿循环的核心部件之一。本文通过与美国 Sandia 实验室 SCO₂ 径流透平实验数据对比,确定了高精度数值模拟计算模型-SST(Extended wall function)湍流模型。并以此为据,针对 SCO₂ 布雷顿循环径流透平,对比数值模拟结果重点分析了冲角损失、转子通道损失与间隙泄露损失,确定了适用于 SCO₂ 工质的损失模型组合。其中冲角损失选择 Wasserbauer-Glassman 模型,最佳冲角计算选用 Chen 的滑移模型;转子通道损失选用 CETI 模型,间隙泄露损失选用 Jansen 模型。根据选用损失模型对高压级和低压级两种工况的透平进行多工况流量和等熵效率预测并与数值模拟结果对比。结果表明:高压级透平最大偏差不超过 2.4% 和 1.5%,低压级透平最大偏差不超过 2.1% 和 1.2%。

关 键 词:SCO₂ 布雷顿循环;径流透平;一维计算;损失模型;流量预测

中图分类号:TK14 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2023.01.003

[引用本文格式]孙宇轩,郭朝红,姜玉雁,等.超临界 CO₂ 径流透平一维计算模型的研究[J].热能动力工程,2023,38(1):23-33.
SUN Yu-xuan, GUO Chao-hong, JIANG Yu-yan, et al. Study on one-dimensional calculation model of supercritical CO₂ radial-inflow turbine [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(1):23-33.

Study on One-dimensional Calculation Model of Supercritical CO₂ Radial-inflow Turbine

SUN Yu-xuan¹, GUO Chao-hong², JIANG Yu-yan³, ZHAO De-cai¹

(1. School of Engineering Science, University of Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code:100190;
2. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code:100190;
3. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing, China, Post Code:100081)

Abstract: Turbine, as the cyclic output power component, is one of the core components of the supercritical carbon dioxide (SCO₂) Brayton cycle. This paper determines a high-precision numerical simulation calculation model-SST(extended wall function) turbulence model by comparing with the experimental data of the SCO₂ radial-inflow turbine from Sandia Laboratory in the United States. On this base, by comparing with numerical simulation results, the incidence loss, rotor passage loss and tip clearance loss for the SCO₂ Brayton cycle radial-inflow turbine are analyzed emphatically, and the loss model combination suitable for SCO₂ working fluid is determined. The Wasserbauer-Glassman model is selected for incidence loss, the best angle of incidence is calculated by Chen model; the CETI model is selected for rotor passage loss, and the Jansen model is selected for tip clearance loss. According to the selected loss model, the multi-condition flow rate and isentropic efficiency predictions of the high-pressure and low-pressure turbines are

收稿日期:2021-11-02; 修订日期:2022-01-21

基金项目:国家自然科学基金面上基金项目资助(52176090);中国科学院洁净能源先导科技专项资助(XDA21010201)

Fund-supported Project: General Fund Project of National Natural Science Foundation of China(52176090); Special Project of Clean Energy Leading Science and Technology, Chinese Academy of Sciences(XDA21010201)

作者简介:孙宇轩(1998-),男,中国科学院大学硕士研究生.

通讯作者:郭朝红(1979-),女,中国科学院工程热物理研究所副研究员.

carried out and compared with the numerical simulation results. The results show that the maximum deviation of the high-pressure turbine does not exceed 2.4% and 1.5% ,and the maximum deviation of the low-pressure turbine does not exceed 2.1% and 1.2% .

Key words: SCO₂ Brayton cycle, radial-inflow turbine, one-dimensional calculation, loss model, mass flow prediction

符号说明

C —绝对速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
 D —直径/ m
 K —经验系数
 L —长度/ m
 Ma —马赫数
 N —转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$
 N_{bl} —叶片数
 Re —雷诺数
 T —温度/ K
 U —轮周速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
 c_p —等压比热/ $\text{J} \cdot \text{K}^{-1}$
 W —相对速度/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
 b —叶片宽度/ m
 q_m —质量流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
 h —比焓/ $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$
 f —摩擦系数
 i —冲角
 p —压力/ Pa
 t —厚度/ m
 r —半径/ m
 z —轴向距离/ m
 α —绝对气流角/ $(^\circ)$
 β —相对气流角/ $(^\circ)$
 ε —叶片间隙/ m
 γ —比热比
 η —效率
 λ —实验系数
 σ —滑移系数
 ρ —密度/ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
 ν —运动粘度/ $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
下标
0—滞止状态
1—喷嘴入口
2—叶轮入口
3—叶轮出口
clc—间隙
disc—轮盘摩擦
h—轮毂
H—水力
in—入口
inc—入射角
m—子午线
out—出口
TE—尾缘损失

ol—喷嘴入口处滞止状态
Eulet—欧拉
int—内部
opt—最佳
passage—通道
r—径向
rel—真实的
t—轮缘
w—切向
x—轴向
xr—轴向和径向
s—等熵过程

引 言

超临界二氧化碳(SCO₂)布雷顿循环是集蒸汽朗肯循环和燃气轮机系统优点于一身的功率转换系统。二氧化碳(CO₂)达到临界状态的物理条件为30.98 ℃、7.38 MPa。SCO₂布雷顿循环中工质始终处于超临界状态,与蒸汽朗肯循环相比,具有结构紧凑、效率高的显著优势^[1]。除此之外,CO₂成本低,热稳定性好,而且相比于对臭氧层有破坏性的有机工质,CO₂本就存在于大气中,非常环保^[2]。国际上ASME 等多个机构联合发起了SCO₂国际会议,一旦类似系统获得应用,将对本国动力系统及能源系统战略布局产生深远影响^[3-4]。因此,对SCO₂布雷顿循环系统及其部件的研究具有重要意义。

目前,SCO₂径流涡轮的设计主要采取一维设计和CFD 数值仿真验证的方法。在一维设计方面,径流涡轮的设计算法均基于空气等理想气体模型总结发展而来。对于变物性的SCO₂,现有设计方法不能快速获得性能较好的设计方案,通常需要对设计参数进行多次调整。损失模型在径流透平一维计算中的性能预测有着很重要的影响。现有文献中许多学者对SCO₂径流透平一维设计程序都进行了研究,但在其设计程序中,对各项损失模型并没有进行筛选,只进行了单一的选择。美国阿贡实验室 Vilim^[5]在其一维设计程序中选择了NASA 推荐的各项损失模型,计算结果与 Sandia 实验室的实验结果相比最大

偏差达到了 20%,最小偏差为 5%;卡尔顿大学 Wei^[6]借鉴 Aungier 推荐的模型编写了 SCO₂径流涡轮一维设计程序和变工况性能预测程序,通过对比数值模拟结果发现,除设计工况外,其余工况点偏差较大;国内清华大学周奥铮等人^[7]将其设计的一维程序计算效率与三维数值模拟结果进行对比发现,两种结果吻合较好,最大偏差为 5%,但其设计程序中效率计算所选用的为喷嘴和转子的经验损失系数,并没有对各项损失展开讨论。因此,需要针对 SCO₂透平开展一维气动设计方法,尤其是损失模型的相关研究,实现 SCO₂透平的高精度设计。

由于实验难度很大,目前 SCO₂涡轮的实测数据很少,很多研究成果都基于数值仿真获得^[6-7]。因此,本文将通过将数值模拟方法与已有 SCO₂径流涡轮实验数据进行对比,选择出准确的 SCO₂径流涡轮数值计算方法,并对径流涡轮各项损失模型的不同计算方法进行总结,通过计算结果与数值模拟结果对比,选择出适用于 SCO₂径流涡轮的损失模型组合方案,提高 SCO₂径流涡轮的设计精度。

1 数值模拟方法验证

本文利用 Autogrid 划分六面体结构化网格,并使用全二阶双精度求解器 Euranus 求解雷诺时均 N-S 方程组。

1.1 数值方法准确性验证

本文以 SNL(美国桑迪亚国家实验室)的 SCO₂涡轮实验数据为依据^[5],对数值方法进行验证。图 1 为 SNL 设计的三维涡轮模型。表 1 为该模型的主要结构参数。SNL 对该 SCO₂涡轮进行了 3 组实验。实验结果如表 2 所示。



图 1 Sandia 实验室径流透平三维模型^[5]
Fig. 1 3D model of SNL radial-inflow turbine^[5]

表 1 Sandia 实验室径流透平模型主要结构参数^[5]
Tab. 1 Main structural parameters of SNL radial-inflow turbine model^[5]

参数	数值
喷嘴入口绝对气流角/(°)	51
喷嘴出口绝对气流角/(°)	73
喷嘴入口直径/m	0.095 4
喷嘴出口直径/m	0.069 8
喷嘴叶高/m	0.003 8
喷嘴叶片厚度/m	0.009
叶轮进口叶高/m	0.004 4
叶轮进口直径/m	0.067 6
叶轮出口轮毂直径/m	0.012 8
叶轮出口轮缘直径/m	0.031 9
叶轮出口相对气流角/(°)	60
喷嘴叶片数	10
叶轮叶片数	11

表 2 Sandia 实验室径流透平实验数据^[5]
Tab. 2 Test data of the SNL radial-inflow turbine^[5]

参数	工况点 1	工况点 2	工况点 3
转速/r · min ⁻¹	25 000	35 069	39 140
涡轮进口总温/K	421.25	420.75	476.75
涡轮进口总压/MPa	8.284	9.125	9.365
流量/kg · s ⁻¹	0.973 4	1.631	1.630
涡轮出口总温/K	411.05	403.25	455.25
涡轮出口总压/MPa	7.606	7.584	7.584
总焓降/kJ · kg ⁻¹	6.45	11.56	16.12

根据三维模型对该涡轮探究了不同网格划分对数值模拟结果的影响。选取不同的 Y^+ 进行网格划分。选取 Y^+ 值为 6, 15, 150, 划分出的网格第 1 层厚度分别为 0.000 4, 0.000 1 和 0.01 mm。表 3 为不同 Y^+ 值对工况点 2 计算结果。从计算结果可以看出, $Y^+ = 6$ 时计算结果与实验结果对比误差较小。图 2 所示为 $Y^+ = 6$ 叶片前缘网格划分图。

表 3 不同 Y^+ 值数值计算结果
Tab. 3 Numerical calculation results of different Y^+

参数	$Y^+ = 6$	$Y^+ = 15$	$Y^+ = 150$
计算流量/kg · s ⁻¹	1.604	1.556	1.537
偏差/%	-1.66	-4.60	-5.76
计算焓降/kJ · kg ⁻¹	11.32	11.10	10.92
偏差/%	-2.08	-3.98	-5.54

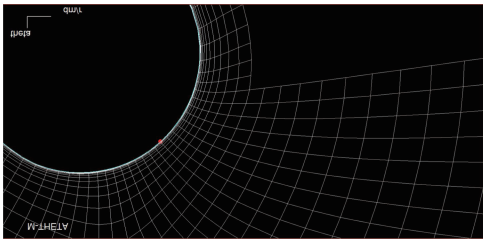


图 2 叶片前缘网格划分 ($Y^+ = 6$)

Fig.2 Grid division of blades leading edge ($Y^+ = 6$)

桑迪亚实验室 3 种实验过程中涡轮进、出口状态均为超临界状态。本文选取与实验数据相同的进口条件以及出口总压进行数值模拟计算。湍流模型选用 SST (Extended wall function) 和 SA (Extended wall function) 模型。由于工况 2 和工况 3 流量相近,在进行网格无关性验证时只采用了工况 1 和工况 2。图 3 为工况 1 和工况 2 采用两种湍流模型进行的网格无关性验证。从结果可以看出,网格数达到 190 万时,采用两种湍流模型的计算结果几乎没有变化,且 SSTEX 湍流模型计算结果与实验结果更加接近。

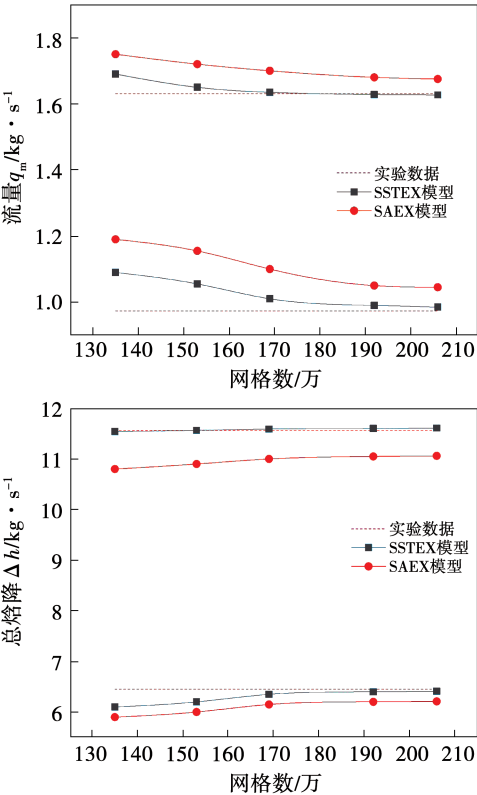


图 3 不同湍流模型的网格无关性验证

Fig.3 Grid independence verification of different turbulence models

采用 $Y^+ = 6$ 进行网格划分;工质设置采用 Tab-Gen 划分的分辨率为 400×400 的物性表格;湍流模型采用 SST (Extended wall function) 两方程模型,其中对流项采用带自适应人工粘性的中心差分格式离散,粘性项采用中心差分格式离散,时间积分基于 5 步混合 Runge-Kutta 法。

1.2 径流式透平模型

以某 MW 级示范机组设计的两级径流涡轮为研究对象,通过数值模拟利用高压级涡轮进行各项损失模型选择,并运用所选择的模型对低压级涡轮进行流量预测等进一步验证。两级涡轮设计工况点进出口条件如表 4 所示。两级涡轮的三维模型如图 4 所示。

表 4 MW 级两涡轮设计工况点进、出口参数
Tab.4 Inlet and outlet parameters of MW-class two-turbine at design operating point

参数	高压级涡轮	低压级涡轮
进口总压/MPa	20	12.4
进口总温/K	823	770
出口总压/MPa	12.7	8.5
流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	18	18

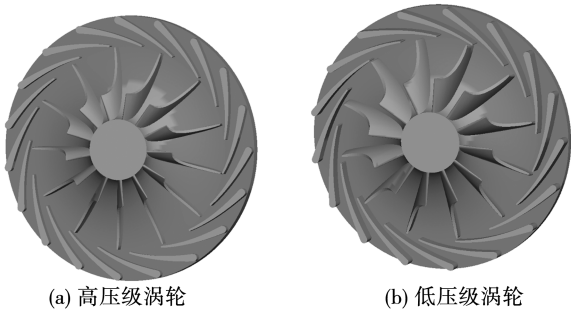


图 4 MW 级两级涡轮三维模型

Fig.4 3D model of MW-class two-turbine

对两级涡轮进行网格无关性验证,划分 5 套 Y^+ 值满足湍流模型的要求 ($Y^+ < 10$) 的网格,最底层网格厚度为 $0.000\ 1\ \text{mm}$ 。计算时根据喷嘴入口角进行入口边界条件设置,固壁面设置为绝热无滑移边界条件,出口给定出口总压边界条件,周期性边界满足旋转周期边界,动静交界选用纵排守恒连接方式。如图 5 所示,两级涡轮网格大于 164 万和 183 万时,计算结果变化幅度小于 1%,可认为满足计算所需。

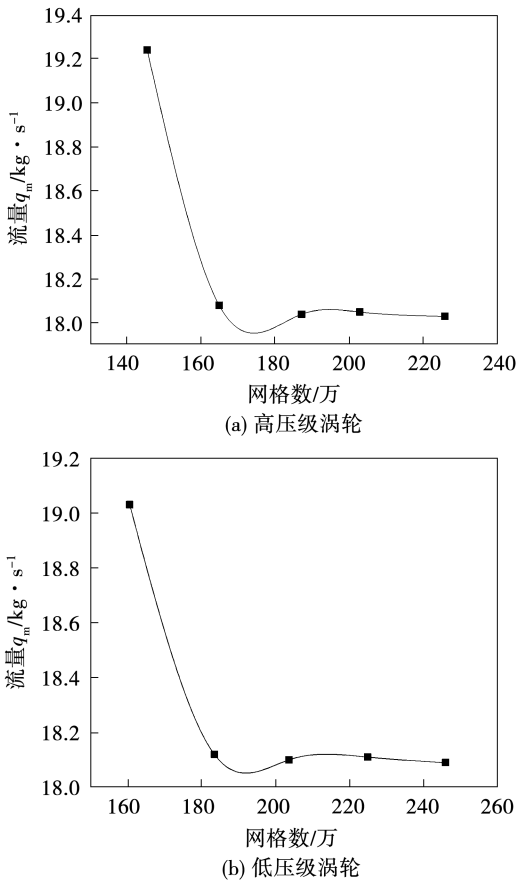


图 5 网格无关性验证

Fig. 5 Grid independence verification

2 损失模型

真实的流体机械在工作中都会产生不可逆现象(即熵增)。对于径流涡轮,其损失也包括产生于喷嘴中的喷嘴损失以及产生于叶轮中的冲角损失、通道损失、间隙泄露损失、尾缘损失、余速损失,同时在轮背空腔内也有轮盘摩擦损失的产生。

2.1 喷嘴损失

Hiett 和 Johnston^[8] 提出了计算喷嘴损失的总压系数 K :

$$K = \frac{p_{t0} - p_{t1}}{p_{t1} - p_1} \quad (1)$$

其中, K 的取值范围为 0.03 ~ 0.07。

Benson^[9] 提出了基于焓的喷嘴损失计算模型:

$$\xi = \frac{h_1 - h_{s1}}{h_{01} - h_1} = \frac{h_1 - h_{s1}}{C_1^2/2} \quad (2)$$

Benson 给出的喷嘴能量损失系数 ξ 的取值范围为 0.05 ~ 0.15。本文全部损失计算都是基于焓的损失模型,所以选用 Benson 模型计算喷嘴损失。

2.2 冲角损失

大多数情况下,涡轮入口损失最小时流体的入射角度与涡轮的入口角度存在一定的偏差。这种现象造成的能量损失称为冲角损失。在设计径流涡轮初始阶段,常假设最佳入射角为零。Benson^[10] 研究认为不同冲角损失模型相对于入射角的变化趋势是相似的。

Futral-Wasserbauer 方法

由 Futral 和 Wasserbauer^[11] 提出的公式是最典型的计算方法:

$$\Delta h_{inc} = \frac{1}{2} W_2^2 \cos^2 \beta_2 \quad (3)$$

Wasserbauer-Glassman 方法:

Woolley 等人^[12] 对某一径流涡轮在设计工况点进行数值模拟,绘制出了不同入射角下的转子进口流场,他们发现转子进口的最佳冲角为 $-20^\circ \sim -40^\circ$ 。当流动接近转子时,转子的旋转会在流动中诱发相对涡量。因此,流动偏向吸力侧,需要较大的入射角来避免过大的入射角损失。为了反映这些非零最佳角度,由 Wasserbauer 和 Glassman^[13] 提出的公式由于其简单性,通常被用于评估入射损失。

$$\Delta h_{inc} = \frac{1}{2} W_2^2 \sin^2 (\beta_2 - \beta_{2,opt}) \quad (4)$$

Wilson 等人^[14] 首次提出:由于离心压缩机出口处的逆压流动以及由轴向涡引起的流动滑移与径向涡轮在进口处的结构相似,当涡轮机叶轮与离心压气机叶轮的叶片数相同时,涡轮机叶轮的最佳冲角实际上等于具有径向叶片的离心压气机叶轮出口气流的“滑移角”。Wasserbauer 和 Glassman 基于离心压缩机中的滑移系数 σ 提出了如式(5)所示的最佳冲角计算方法:

$$\begin{cases} \beta_{2,opt} = 90 + i_{2,opt} \\ i_{2,opt} = \arctan \left[\frac{(1 - \sigma) U_2}{C_{m2}} \right] \end{cases} \quad (5)$$

a. Stanitz^[15]

$$\sigma = 1 - \frac{0.63\pi}{N_{bl}} \sin \beta_2 = 1 - \frac{0.63\pi}{N_{bl}} \quad (6)$$

b. Wiesner^[16]

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{N^{0.7}} = 1 - \frac{1}{N^{0.7}} \quad (7)$$

c. Chen^[15]

$$\sigma = 1 - \frac{2\sin(\pi/N_{bl})}{\pi[1 + \sin(\pi/N_{bl})]}\sin\beta_2$$

$$= 1 - \frac{2\sin(\pi/N_{bl})}{\pi[1 + \sin(\pi/N_{bl})]} \quad (8)$$

图6、图7给出了在设计转速和80%转速下根据不同滑移模型计算的冲角损失与数值模拟结果进行的对比。冲角损失是通过计算自喷嘴出口处至叶轮进口后5%流道内的总焓降与叶轮前5%叶片所做的功率之差得出。可以看出,3种滑移系数计算模型所得出的结果相差较小。低流量时 Stanitz 和 Wiesner 模型吻合较好,但此时涡轮转子入口冲角接近于最佳冲角,冲角损失占透平的整体损失只有很小的部分,造成的偏差可以忽略。在高流量时,Chen 模型的冲角损失预测较为准确。因此选用 Chen 模型来计算最佳冲角,进而计算 SCO₂ 径流涡轮的冲角损失。

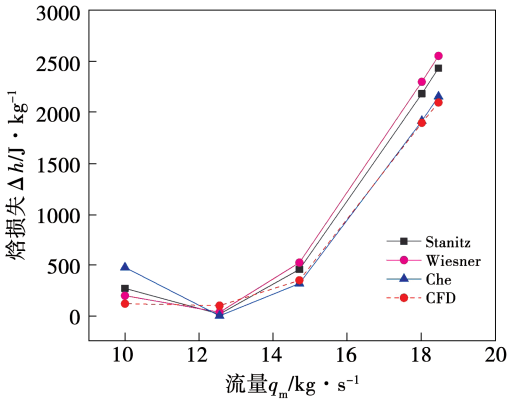


图6 设计转速下不同模型计算的冲角损失
与数值模拟结果对比

Fig. 6 Comparison of the incidence loss calculated
by different models at design speed with CFD results

2.3 转子通道损失

Wasserbauer 和 Glassman^[13] 推导出了如式(9)的经验关联式。但该关联式不考虑粘性效应,不适合用于流道损失的预测。

$$\Delta h_{\text{passage}} = \frac{1}{2}K(W_2^2 \cos^2(\beta_2 - \beta_{2,\text{opt}}) + W_3^2) \quad (9)$$

NASA^[10]提出了几个包括摩擦效应在内的模型。分别为 CETI 模型和 Balje 模型。其中 K_p 是根据实验数据得出的系数。Balje 提出的公式中对于典型的径向涡轮可近似的写成式(11)的形式。

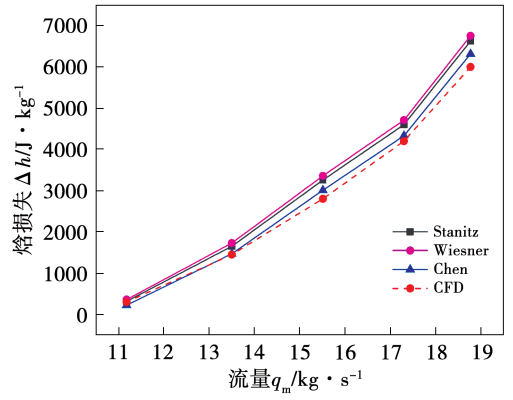


图7 80%设计转速下不同模型计算的冲角
损失与数值模拟结果对比

Fig. 7 Comparison of the incidence loss calculated by
different models at 80% design speed with CFD results

CETI 方法

$$\left\{ \begin{aligned} \Delta h_{\text{passage}} &= K_p \left\{ \left(\frac{L_H}{D_H} \right) + 0.68 \left[1 - \left(\frac{r_3^-}{r_2} \right)^2 \right] \frac{\sin\beta_3}{b_3/c} \right\} \\ &\quad \frac{1}{2}(W_2^2 + W_3^2) \\ L_H &= \frac{\pi}{4} \left[\left(z - \frac{b_2}{2} \right) + (r_2 - r_{3t} - \frac{b_3}{2}) \right] \\ D_H &= \frac{1}{2} \left[\left(\frac{4\pi r_2 b_2}{2\pi r_2 + N_{bl} b_2} \right) + \left(\frac{2\pi(r_{3t}^2 - r_{3h}^2)}{\pi(r_{3t} - r_{3h}) + N_{bl} b_3} \right) \right] \\ K_p &= 0.11, c = \frac{z}{\cos\beta} \\ \tan\beta^- &= \frac{1}{2}(\cot\beta_2 + \cot\beta_3) \end{aligned} \right. \quad (10)$$

Balje 方法

$$\left\{ \begin{aligned} \Delta h_{\text{passage}} &= \frac{\phi^{1.75} (1 + K_1)^2}{8} \zeta_1 U_2^2 \\ K_l &= \frac{C_{m2}}{C_{m3}}, \phi = \frac{C_{m2}}{U_2}, \zeta_1 = \lambda \frac{L_H}{D_H} \\ \zeta_l &= \lambda \frac{L_H}{D_H} \approx 0.88 - 0.5\phi \end{aligned} \right. \quad (11)$$

2.4 间隙泄漏损失

在实际情况中,由于机匣相对运动对叶顶间隙流体的影响以及叶片压力面与吸力面的压力差,叶片顶部发生泄漏。Futral 和 Holeski 研究了叶顶间隙对涡轮效率和出口流动条件的影响,发现径向间隙对涡轮性能的影响更大。大多数叶顶间隙模型仅考虑涡轮的径向叶顶间隙效应。Rodgers^[17] 提出了

一种简单的关联式:

$$\Delta h_{\text{clc}} = 0.1 \frac{\varepsilon_r}{b_3} (\Delta h_{\text{Euler}} + \sum \Delta h_{\text{int}})$$

(12)

Spraker^[18]通过对流体流孔板的流动和剪切流动的模拟,推导出了泄漏模型:

$$\Delta h_{\text{clc}} = \frac{\rho_3 U_{3t} \varepsilon_r (z - b_2) N_{\text{bl}} K_r}{4 q_m}$$

(13)

Baines^[9]对 Spraker 模型进行了修正,不仅反映轴向叶顶间隙,还通过实验确定了经验系数,该方法为:

$$\begin{cases} \Delta h_{\text{clc}} = \frac{U_{2t}^3 N_{\text{bl}}}{8 \pi} (K_x \varepsilon_x C_x + K_r \varepsilon_r C_r + K_{xr} \sqrt{\varepsilon_x \varepsilon_r C_x C_r}) \\ K_x = 0.4, K_r = 0.75, K_{xr} = 0.3 \\ C_x = \frac{1 - (r_{3t}/r_2)}{C_{m2} b_2}, C_r = (\frac{r_{3t}}{r_2}) \frac{z - b_2}{C_{m3} r_3 b_3} \end{cases}$$

(14)

为了解径向涡轮叶尖间隙流动特性,Dambach

等人^[19]测量了整个弦长的压力和速度分布。根据实验结果,在出口附近(径向)通过叶顶间隙的质量流量大于进口附近(轴向)叶顶间隙的质量流量。据此,Jansen^[20]提出了下列关联式,其中包含了进、出口处气流角变化效应,Jansen 方法为:

$$\Delta h_{\text{clc}} = 0.6 \frac{\varepsilon_r}{b_2} C_{w2} \sqrt{2 \frac{\pi}{N_{\text{bl}}} C_{w2} C_{m3} \frac{D_{3t}^2 - D_{3h}^2}{(D_2 - D_3) (1 + \frac{\rho_2}{\rho_3})}}$$

(15)

由于转子通道损失和间隙泄漏损失同时存在于叶轮通道内,将上述的转子通道损失模型和间隙泄漏损失模型组合成 9 组,如表 5 所示。分别计算给定涡轮在设计转速与 80% 转速下的叶轮内损失。将计算结果与数值模拟结果进行对比,筛选出预测精度较高的损失模型组合。数值模拟计算结果中已将前文计算的冲角损失剔除。

表 5 转子通道损失与间隙泄漏损失模型组合
Tab.5 Combination of rotor passage loss and tip clearance loss

组合	转子通道损失			间隙泄漏损失		
	Wasserbauer-Glassman	CETI	Balje	Rodgers	Jansen	Baines
1	✓			✓		
2	✓				✓	
3	✓					✓
4		✓		✓		
5		✓			✓	
6		✓				✓
7			✓	✓		
8			✓		✓	
9			✓			✓

模型计算结果与 MW 级径流透平的数值模拟结果对比如图 8、图 9 所示。整体来看,组合 5 的损失模型预测结果与数值模拟结果表现出了较高的一致性。其中,转子通道损失模型为 CETI 模型,间隙泄漏模型则为 Jansen 提出的模型。从图中也可以看出,与数值模拟结果吻合较好的损失模型组合所预测的结果要较大于其他组合结果。CETI 模型是根据燃气轮机中的径流涡轮实验数据整理总结出来的结果,相对于密度较高的超临界 CO₂ 来说,CETI

模型中的工质物性要更接近于超临界 CO₂;除此之外,CETI 模型不仅包括相对气流角的因素,还应用相对速度计算叶轮中的损失。所以 CETI 模型预测的损失更接近数值计算结果。Rodgers 提出的间隙泄漏损失模型只与叶轮几何结构相似,与数值模拟结果吻合情况不理想。Baines 提出的间隙泄漏损失模型虽然同时考虑到了轴向间隙和径向间隙的影响,但从其总结的经验系数可看出,随着流量增大,间隙泄漏损失反而减小,这显然是不符合正常逻辑

的,从对比结果也可以看出,Jansen 提出的间隙泄漏损失模型与数值模拟结果吻合最好。

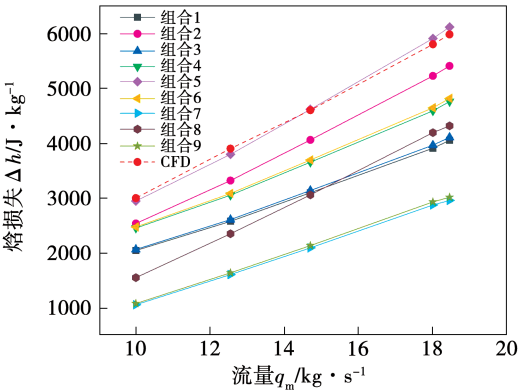


图 8 设计转速下不同叶轮内损失模型组合计算
损失与数值模拟结果对比
Fig.8 Comparison of the loss calculated by different
models at design speed with CFD results

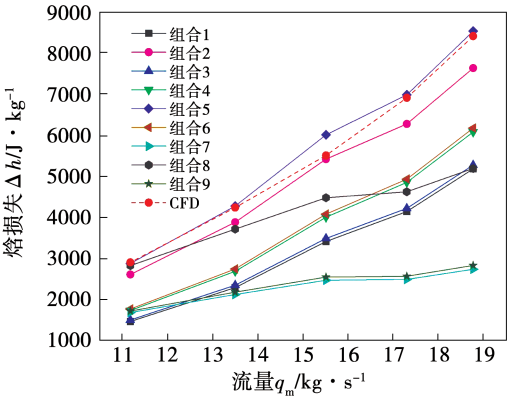


图 9 80%设计转速下不同组合模型计算损失
与数值模拟结果对比
Fig.9 Comparison of the loss calculated by different
models at 80% design speed with CFD results

2.5 尾缘损失

尾缘损失是由与叶轮喉道到尾缘下游区域的突然膨胀引起的。Glassman^[21]假定其相对总压降与出口的相对动能成正比,如式(16)所示:

$$\begin{aligned} \Delta p_{0\text{rel},\text{TE}} &= p_{03\text{rel}} - p_{02\text{rel}} \\ &= \frac{\rho_3 W_3^2}{2} \left[\frac{N_{\text{bl}} t}{\pi (r_{3t} + r_{3h}) \cos \beta} \right]^2 \end{aligned} \quad (16)$$

Ghosh 等人^[22]将总压损失转化为一般损失系数形式。Ventura 等人^[23]用焓的形式重新定义了该公式,如式(17)所示:

$$\begin{cases} \xi_{\text{TE}} = \frac{2}{\gamma Ma_{3\text{rel}}^2} \frac{\Delta P_{0\text{rel}}}{P_{03\text{rel}}} \\ \Delta h_{\text{TE}} = \frac{2}{\gamma Ma_{3\text{rel}}^2} \frac{\Delta P_{0\text{rel}}}{P_3 \left(1 + \frac{\overline{W}_3^2}{2T_3 c_p} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \end{cases} \quad (17)$$

2.6 轮盘摩擦损失

轮盘摩擦损失是由于封闭壳体与旋转叶轮后表面之间的流体剪切而产生的。应用最广泛的是 Daily 和 Nece 建议的关联式,用摩擦转矩形式表示。为方便起见,Oh 等人^[24]对相关性进行了修正,如式(18)所示:

$$\begin{cases} \Delta h_{\text{disc}} = f_{\text{disc}} \frac{\bar{\rho} r_2^2 U_2^3}{4q_m} \\ \bar{\rho} = \frac{\rho_2 + \rho_3}{2}, Re_{\text{disc}} = \frac{U_2 r_2}{\nu_2} \\ f_{\text{disc}} = \frac{2.67}{Re_{\text{disc}}^{0.5}}, (Re_{\text{disc}} < 3 \times 10^5) \\ f_{\text{disc}} = \frac{0.062}{Re_{\text{disc}}^{0.2}}, (Re_{\text{disc}} \geq 3 \times 10^5) \end{cases} \quad (18)$$

综上所述,本文选用的各损失模型如表 6 所示。

表 6 损失模型选择

Tab.6 Selection of loss model

损失类型	模型选择
喷嘴损失	Benson
冲角损失	Wasserbauer-Glassman
滑移模型	Chen
转子通道损失	CETI
间隙泄露损失	Jansen
尾缘损失	Ghosh
轮盘摩擦损失	Oh

3 结果分析

采用上述损失模型,在不同膨胀比下对中科院设计高压级涡轮在设计转速和 80% 设计转速进行流量及效率预测。由于数值模拟计算中,轮盘摩擦损失并不存在于计算过程中,所以在进行一维模型预测时,轮盘摩擦损失没有包含在内。将得出的结果与数值模拟结果进行对比,对比结果如图 10 ~ 图 13 所示。可以看出,使用上述损失模型预测流量与等熵效率,比数值模拟结果稍大,但数值上相差较小,设计转速下流量预测与效率预测结果最大偏差

分别为 2.4% 和 1.5% ;80% 设计转速下流量预测与效率预测结果最大偏差分别为 2.6% 和 2.4% 。

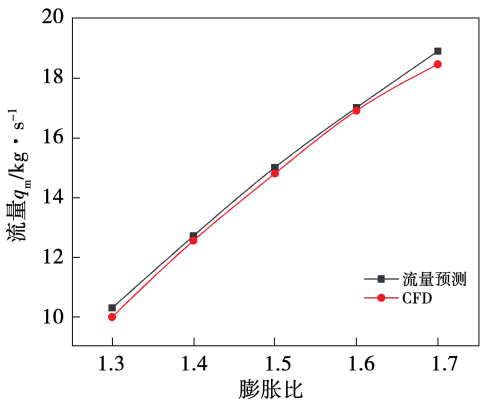


图 10 设计转速下流量预测结果与数值模拟结果对比

Fig. 10 Comparison of mass flow prediction results and CFD results at design speed

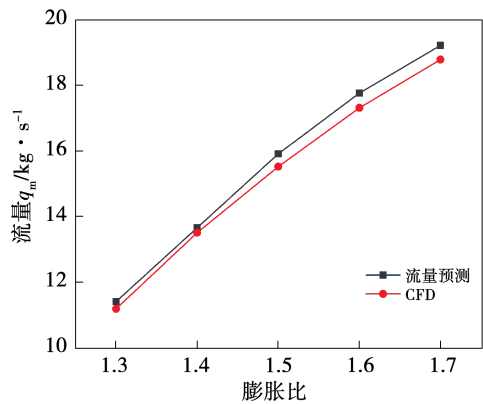


图 11 80%设计转速下流量预测结果与数值模拟结果对比

Fig. 11 Comparison of mass flow prediction results and CFD results at 80 % design speed

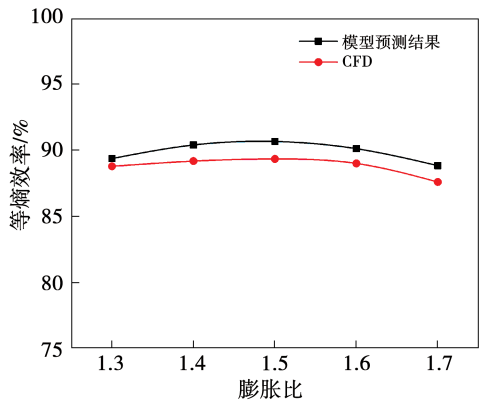


图 12 设计转速下等熵效率预测结果与数值模拟结果对比

Fig. 12 Comparison of isentropic efficiency prediction results and CFD results at design speed

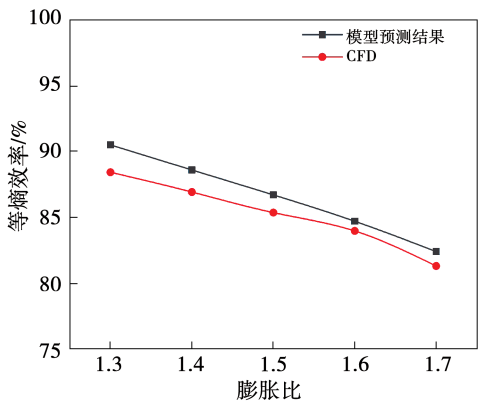


图 13 80%设计转速下等熵效率预测结果与数值模拟结果对比

Fig. 13 Comparison of isentropic efficiency prediction results and CFD results at 80 % design speed

针对高压级涡轮在设计工况点的计算结果进行具体分析,表 7 列出了各项焓损失的对比情况。从对比结果可以看出,各项损失的预测情况相比于 CFD 计算结果均偏小,由于尾缘损失数值上较小,所以主要误差为喷嘴损失部分。因此,对于 SCO₂ 介质,各损失项均可再适当增大,尤其是 Benson 系数。可见,采用所选择的损失模型,与数值仿真结果相比,计算误差仍在 3% 以内,具有足够的精度。

表 7 各项损失对比 (kJ/kg)

Tab. 7 Comparison of various losses (kJ/kg)

名称	喷嘴损失	冲角损失	叶轮内损失	尾缘损失
一维预测	1 549.53	1 723.43	3 834.26	386.79
CFD	1 716.76	1 757.94	3 912.34	412.57

采用上述损失模型选择对低压级涡轮进行一维计算,在设计转速下给定不同膨胀比对等熵效率和质量流量进行预测,并与数值模拟结果进行对比。从图 14 和图 15 中可以看出,同数值模拟结果相比,使用所选择模型流量预测结果与等熵效率预测结果的吻合效果都非常好,最大偏差为 2.1% 和 1.2% ,曲线的变化趋势也有较高的一致性。

另外,根据所选用的损失模型 ,在实验工况点

对 SNL 设计的向心涡轮模型进行了一维计算,一维计算中转子内损失除已选用的组合 5 外,对采用组合 2,8 与 6 的情况也进行了流量与效率预测,以进一步分析组合 5 的准确性。对比结果如表 8 和表 9 所示。效率预测结果与实验结果吻合最好的为组合 5,最大偏差不超过 4%,效率预测最大偏差不超过 2.5%。说明选用的损失模型组合较准确。

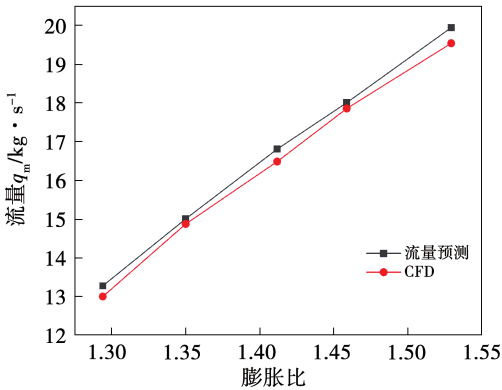


图 14 低压涡轮不同膨胀比流量预测与数值计算结果对比

Fig. 14 Comparison of mass flow prediction and CFD results for different expansion ratios of low pressure turbine

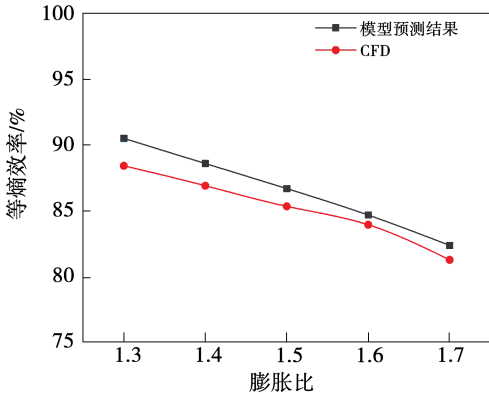


图 15 低压涡轮不同膨胀比等熵效率预测与数值计算结果对比

Fig. 15 Comparison of isentropic efficiency prediction results and CFD results for different expansion ratios of low pressure turbine

表 8 流量预测结果与 SNL 实验数据对比
Tab. 8 Comparison of mass flow prediction results with SNL test data

参数	工况点 1	工况点 2	工况点 3
实验流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.973 4	1.631	1.630
预测流量(组合 5)/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.99	1.68	1.69
预测流量(组合 2)/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	1.00	1.72	1.72
预测流量(组合 6)/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	1.01	1.78	1.80
预测流量(组合 8)/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	1.01	1.79	1.81
计算偏差(组合 5)/%	+1.71	+3.00	+3.7

表 9 效率预测结果与 SNL 实验数据对比
Tab. 9 Comparison of efficiency prediction results with SNL test data

参数	工况点 1	工况点 2	工况点 3
实验效率/%	80	81	82
预测效率(组合 5)/%	81.8	82.3	83.1
预测效率(组合 2)/%	82.4	83.2	83.5
预测效率(组合 6)/%	83.4	83.6	84.1
预测效率(组合 8)/%	83.5	83.6	84.2
计算偏差(组合 5)/%	+2.25	+1.60	+1.34

4 结 论

(1) 在 SCO_2 径流涡轮的三维数值模拟计算中 SST(Extended wall function) 两方程湍流模型具有较高的准确性。与 Sandia 实验室的径流涡轮实验数据相比,流量与总焓降的误差不超过 4%。

(2) 整理出了预测精度较高的 SCO_2 径流涡轮损失模型组合,主要针对冲角损失、转子通道损失以及间隙泄露损失。其中冲角损失选用 Wasserbauer-Glassman 模型,最佳冲角计算方式选用离心压缩机的落后角模型,选用 Chen 模型。转子通道损失选用 CETI 模型,间隙泄露损失选用 Jansen 模型。

(3) 通过选用的损失模型对 MW 级两级透平进行流量预测以及效率预测。在设计工况点附近流量最大偏差不超过 3%,等熵效率最大偏差不超过 2.5%,进一步验证了所选用损失模型对 SCO_2 径流透平的适用性。

参考文献:

[1] DOSTAL V, DRISCOLL M J, HEJZLAR P. A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors[J]. Massachusetts Institute of Technology, 2004, 154(3): 265 – 282.

[2] 谢永慧, 王雨琦, 张 荻, 等. 超临界二氧化碳布雷顿循环系统及透平机械研究进展[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(24): 7276 – 7286, 7454.

XIE Yong-hui, WANG Yu-qi, ZHANG Di, et al. Research progress of supercritical carbon dioxide Brayton cycle system and turbine machinery[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(24): 7276 – 7286, 7454.

[3] DUTTA A, GUPTA A, SATHISH S, et al. Simple recuperated SCO₂ cycle revisited; optimization of operating parameters for maximum cycle efficiency[R]. ASME GT 2019 – 90315.

[4] RAMÍREZ R, GUTIÉRREZ A S, ERAS J J C, et al. Evaluation of the energy recovery potential of thermoelectric generators in diesel engines[J]. Journal of Cleaner Production, 2019, 241: 118412.

[5] VILIM. Development and validation of a radial inflow turbine model for simulation of the SNL S-CO₂ split-flow loop[R]. Office of Scientific & Technical Information Technical Reports, 2012.

[6] WEI Z. Meanline analysis of radial inflow turbines at design and off-design conditions[D]. Ottawa, ON; Carleton University, 2014.

[7] ZHOU A, SONG J, LI X, et al. Aerodynamic design and numerical analysis of a radial inflow turbine for the supercritical carbon dioxide Brayton cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 132: 245 – 255.

[8] HIETT G F, JOHNSTON I H. Experiments concerning the aerodynamic performance of inward flow radial turbines[C]//Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings. London, England; SAGE Publications, 1963, 178(9): 28 – 42.

[9] MOUSTAPHA H, ZELESKY M F, BAINES N C, et al. Axial and radial turbines[M]. Vermont; Concepts NREC, 2003.

[10] BENSON R S. A review of methods for assessing loss coefficients in radial gas turbines[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1970, 12(10): 905 – 932.

[11] FUTRAL S M, WASSERBAUER C A. Off-design performance prediction with experimental verification for a radial-inflow turbine[J]. NASA, Technical Note, 1965; No. TN D – 2621.

[12] WOOLLEY N H, HATTON A P. Viscous flow in radial turbomachine blade passages[C]//Coventry, England; Conference on Heat and Fluid Flow in Steam and Gas Turbine Plant, 1973: 175 – 181.

[13] WASSERBAUER C A, GLASSMAN A J. Fortran program for predicting off-design performance of radial-inflow turbines[J]. NASA, Technical Note, 1975; No. TN D – 8063.

[14] WILSON D G, JANSEN W. The aerodynamic and thermodynamic design of cryogenic radial-inflow expanders[J]. ASME Paper, 1981, 65 – WA/PID – 6; 1 – 13.

[15] 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[CP]. Technical Report Archive & Image Library, 1952.

[16] WIESNER F J. A review of slip factors for centrifugal impellers[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1967, 89(4): 558.

[17] RODGERS C. Paper 5; a cycle analysis technique for small gas turbines[J]. Archive; Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings 1964 – 1970 (vols 178 – 184), Various Titles Labelled Volumes A to S, 1968, 183(314): 37 – 49.

[18] SPRAKER W. Contour clearance losses in radial inflow turbines for turbochargers[J]. ASME Paper, 1988, 87 – ICE – 52.

[19] DAMBACH R, HODSON H P, HUNTSMAN I. An experimental study of tip clearance flow in a radial inflow turbine[C]//ASME International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, 1999: 68 – 75.

[20] JANSEN W. A method for calculating the flow in a centrifugal impeller when entropy gradient are present[C]//Royal Society Conference on Internal Aerodynamics (Turbomachinery), 1967: 125 – 132.

[21] GLASSMAN A J. Enhanced analysis and users manual for radial-inflow turbine conceptual design code RTD[C]//NASA, Contractor Report, 1995; No. 195454.

[22] GHOSH S K, SHOO R K, et al. Mathematical analysis for off-design performance of cryogenic turboexpander[J]. Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(3): 031001.

[23] VENTURA C A D M, et al. Preliminary design and performance estimation of radial inflow turbines; an automated approach[J]. Journal of Fluids Engineering, 2012, 134(3): 031002.

[24] OH H W, YOON E S, CHUNG M K. Systematic two-zone modelling for performance prediction of centrifugal compressors[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2002, 216(1): 75 – 87.