

不同进汽压力下向心汽轮机特性数值仿真

程彪¹, 陈智洋², 马婧媛², 叶榕榕², 林峰²

(1. 集美大学海洋装备与机械工程学院, 福建 厦门 361021; 2. 集美大学轮机工程学院, 福建 厦门 361021)

[摘要] 针对进口压力波动影响背压式向心汽轮机的问题, 选取某高转速向心透平, 通过调整进口总压模拟工况变化, 采取单通道定常数值计算的方式求得不同工况下的数值解并将其无量纲化; 预测出向心透平在变工况时的效率特性、通流特性等特性变化规律, 借助流场分布及损失模型, 分析出不同工况下热损失的主要形式。结果表明, 低压时转子进口攻角偏离较大, 攻角损失可以比设计点工况多出近40%; 而随着压力增大, 攻角逐渐稳定在合适范围内, 通道二次流损失和余速损失开始以较大比率增长, 余速损失在高压工况下可超出设计点附近工况的5倍。

[关键词] 汽轮机; 向心透平; 攻角; 损失模型; 变工况; 数值仿真

[中图分类号] TB 654

Numerical Simulation of a Radial Steam Turbine with Various Inlet Pressures

CHENG Biao¹, CHEN Zhiyang², MA Jingyuan², YE Rongrong², LIN Feng²

(1. College of Marine Equipment and Mechanical Engineering, Jimei University, Xiamen 361021, China;

2. School of Marine Engineering, Jimei University, Xiamen 361021, China)

Abstract: The performance characteristics of back-pressure radial inflow turbines (RIT) vary with the inlet pressures. It is required that for optimization purposes, the designers can not only simulate the overall performances, but also understand the reason behind. To solve this scientific problem, this paper with the help of a high-speed radial turbine, which was simulated with a single-passage model and steady state numerical methods. Under various inlet total pressures, the performance curves of efficiency and massflow were calculated. The loss mechanisms were then analyzed with the help of loss models and the calculated flow fields. It is found that the rotor inlet incidence deviates greatly at low pressure, and the incidence loss can be nearly 40% more than that at design point. With the increase of pressure, the incidence gradually stabilizes within the appropriate range, and the passage secondary flow loss and exit energy loss begin to increase in a larger ratio, and the exit energy loss can exceed the design point condition by about 5 times under high pressure conditions.

Keywords: steam turbine; radial-inflow turbine; angle of attack; loss mode; variable operating conditions; numerical simulation

[收稿日期] 2022-10-25

[基金项目] 福建省科技厅高校产学研合作项目“小型高速向心涡轮机蒸汽余压回收及其能源转化技术”(2020H6015); 福建省自然科学基金项目“压气机稳定性与近机匣壁面复杂流动拓扑关联研究”(2023J01786); 集美大学科研启动基金项目“压气机稳定性与近机匣壁复杂流动的关联性研究”(ZQ2022010)

[作者简介] 通信作者: 陈智洋(1990—), 讲师, 博士, 主要研究方向为叶轮及其气动热力学。E-mail: zychen@jmu.edu.cn

<http://xuebaobangong.jmu.edu.cn/zkb>

0 引言

火电作为我国电力稳定生产和供应的“压舱石”，长期以来在电热供应中发挥着基础性作用，然而在“双碳”目标及大力推进新能源的背景下，煤电已从电力系统的主体地位逐渐转变为调峰电源^[1]，在当前这一转型过渡期，优化“煤电灵活性改造”技术路线成为一项重要任务。目前火电厂的改造手段主要是通过售汽和储能两种方式主观上维持过剩产能的经济性，其中，售汽指从中压汽缸内抽出蒸汽经由管道输送至用汽企业，然而所抽蒸汽输出之前需要经过减温减压处理以满足不同工艺需求，这一小流量的焓降过程十分契合向心透平的工作特点。因此，以向心透平为核心的背压式小型汽轮机可以作为减温减压装置调整蒸汽参数，并将余能收集利用。但火电厂经常面临深度调峰等问题，这将导致小汽机进口蒸汽参数不稳定，不可避免地会偏离透平设计工况。

为使向心透平高效平稳地工作，初期的气动设计至关重要。Aungier^[2]详细论述了透平各部件的设计方法；Korpela^[3]和 Glassman^[4]提出了一些基于比速 n_s 的解析高效向心透平的几何尺寸的方法，前者着重分析不同叶片尺寸对应的端壁损失对透平效率的影响，后者的程序可以通过给定参数及目标性能计算出透平的基本尺寸；Rodgers^[5]通过改进 Glassman 的程序以完成高进口温度工况的向心透平叶片造型；Hu 等^[6]在 ORC 透平研究工作中总结出有效的初步设计，可以提高向心透平的设计质量并大幅缩短工程时间。然而透平实际运行工况往往偏离设计点，因此部分设计人员的研究聚焦于变工况特性。基于前述研究经验，Noughabi 等^[7]通过理论设计结合 CFD 计算完整展示了向心透平的设计过程，利用数值计算软件对透平进行非定常计算，并预测了其在不同转速工况下的性能；吕国川等^[8-10]在 sCO_2 向心透平的设计优化方面做了大量工作，主要对低温透平性能进行仿真研究，分析了转速、进口温度变化所造成的变工况性能。而对于进口压力波动的变工况环境，陈榴等^[11]、杨登峰等^[12]采用了与轴流透平类似的可调导叶进行调节，这种变几何方式虽然一定程度上改善了透平工况，但在其叶顶、叶底均存在间隙，常用于压力不高的工作环境。若采用这种调节方式用来解决高进口压力的小汽机必然会产生强烈的端壁泄漏流，带来的损失不容忽视，因此，现有变工况相关研究或解决方法不完全适用于前述背景，有必要针对定转速小汽机的进口压力波动这一问题进行深入探究。

为了预测进口变工况对恒转速汽轮机带来的影响，本文通过求解 RANS 方程得到不同工况下透平内部的流动参数，分析进口总压变化对透平性能造成的影响。

1 透平概况

1.1 透平基本参数定义

计算所用向心透平（见图 1）用于某高速背压式汽轮机组，向心透平采用单通道定常计算^[13]，设计转速为 30 000 r/min，其静叶栅数 N_N 为 15，动叶片为 N_R 为 13，顶尖间隙为 0.7 mm，出口轮毂半径 r_{h2} 为 64 mm、轮盖半径 r_{s2} 为 132 mm。部分参数的符号、物理意义、单位为： $H_{s,01}$ ——静叶焓降（kJ）； $H_{s,12}$ ——动叶焓降（kJ）； $H_{s,T}$ ——级等熵焓降（kJ）； c_0 ——理想膨胀速度（m/s）； T_0^* ——进口总温（K）； \bar{p} ——相对压力； p_0^* ——进口总压（Pa）； p_2 ——出口静压（Pa）。后述中下标 0 代表静叶入口处，1 位置代表动静叶交界处（即静叶出口、动叶入口），2 位置代表转子出口处。其中，理想膨胀速度（ c_0 ）的计算为：

$$c_0 = \sqrt{2H_{s,T}}; \quad (1)$$

相对压力（ \bar{p} ）的计算为：

$$\bar{p} = p_0/p_d. \quad (2)$$

其中： p_0 为进口压力值； p_d 为透平设计点压力值。

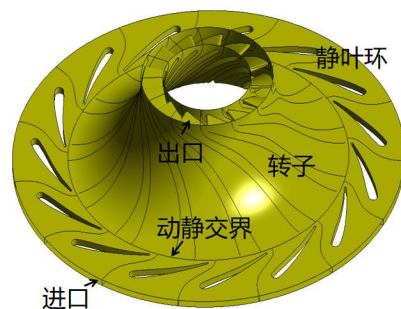


图 1 透平模型

Fig.1 Turbine model

1.2 特性参数无量纲化

对于指定的透平,其特征尺寸是固定的,为了能够应用透平的相似准则以预测不同透平在该变工况环境中可能表现出的性能变化,本文将现有透平部分特性参数采用折算参数代替^[14]。各参数为: u_1 ——叶轮进口线速度 (m/s),折算参数 $\bar{u}_1 = u_1/c_0$; G ——质量流量 (kg/s),折算参数 $G_{cor} = G \sqrt{T_0^*/p_0^*}$; N ——输出功率 (W),折算参数 $N_{cor} = N/(p_0^* \sqrt{T_0^*})$ 。

2 数值计算方法

2.1 网格划分

将静叶、动叶生成 O-H 型结构化网格,按照蒸汽流动顺序,网格域分为 Inlet、Nozzle、Rotor、Outlet 等 4 部分,如图 2 所示。

y^+ 控制在合适范围内,分别生成 8 组不同网格数网格进行计算。如图 3 所示,将设计点效率进行对比,发现当总网格数达到 103 万个后,计算效率值稳定在 80% 左右。为了保证计算精度的同时减少计算量,选用 103 万个总网格对后续各工况的数值进行计算,生成的网格如图 4 所示。

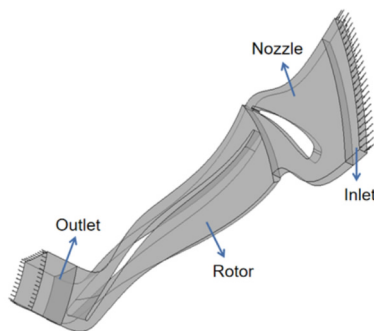


图 2 网格域划分

Fig.2 Grid domain division

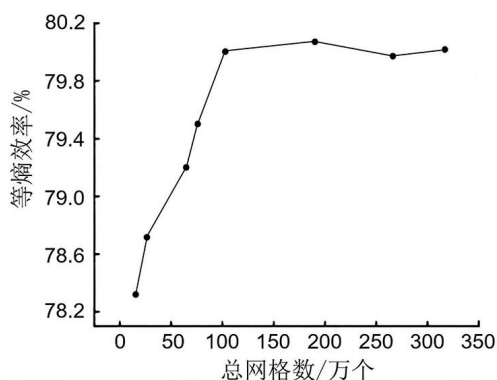


图 3 网格无关性验证

Fig.3 Grid-independence verification

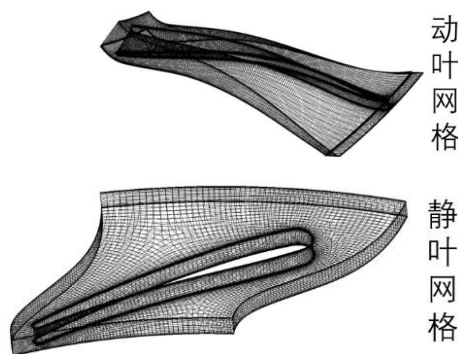


图 4 网格示意图

Fig.4 Illustration of the grid

2.2 边界条件及湍流模型

在求解计算前需要给出边界条件及湍流模型,首先按照设计工况给定进口总温总压及出口静压,将 Rotor 域设置为旋转域,转速为 30 000 r/min。此外,除了动静交界面及周期边界,其余边界均给定为绝热无滑移壁面。工质(水蒸汽)热力模型选用 IAPWS-IF97 公式,该模型无论在计算速度还是精度上相较于 IFC-67 都有较大的改善。湍流模型选用两方程模型 $k-\omega$,该模型对近壁区域及尾流、绕流的计算都较为精确^[15],分别求解湍流标量湍动能 k 和 ω 的输运方程,较适用于蒸汽向心透平的数值计算。 k 方程为

$$\rho(\partial k/\partial t) + \rho U_j(\partial k/\partial x_j) = \tau_{ij}(\partial U_i/\partial x_j) - \beta^* \rho k \omega + (\partial((\mu + \sigma^* \mu_T)(\partial k/\partial x_j))/\partial x_j); \quad (3)$$

ω 方程为

$$\rho(\partial \omega/\partial t) + \rho U_j(\partial \omega/\partial x_j) = (\partial \omega/\partial k) \tau_{ij}(\partial U_i/\partial x_j) - \beta \rho \omega^2 + (\partial((\mu + \sigma \mu_T)(\partial \omega/\partial x_j))/\partial x_j)。 \quad (4)$$

其中: $\alpha = 5/9$, $\beta = 3/40$, $\beta^* = 9/100$, $\sigma = \sigma^* = 1/2$; 涡粘性 $\mu_T = \rho k/\omega$; 辅助关系式包含 $\varepsilon = \beta^* \omega k$ 和 $l = k^{1/2}/\omega$ 。

3 计算结果分析与讨论

3.1 特性曲线

由图 5 的透平的速比 (\bar{u}_1) 特性线可知,速比随着进口相对压力 (\bar{p}_0) 增大而减小。由于 u_1 为定值,

可知 c_0 在增压过程中会上升至某一极限值, 由式 (1) 可推断出压力越大级焓降越大。

透平级焓降越大则输出的轴功 (N_{cor}) 也会相应增加, 图 6 同样可以印证上述推断: 速比由 1.05 减小至 0.68 附近, 小速比 (进口压力大) 工况下轴功输出更多。

图 7 描述了不同速比下效率 (η_T) 及反动度 (Ω) 的变化规律, 图 7 中 A、B、C 点分别对应 3 种不同工况 (\bar{p} 分别为 0.7、1.1 及 2.3)。反动度是向心透平设计过程中除速比外最重要的参数, 其值直接影响到向心透平的整体效率: 相同 \bar{u}_1 下, 大反动度会造成透平余速损失增大, 过小的反动度则会影响转子入口气流攻角, 造成额外攻角损失。结合图 5 和图 6 可以发现, 进口压力较小时 ($\bar{p} < 0.9$), 压力上升速比会大幅减小至 0.88 附近, 反动度此时在较低水平小幅上升, 这一阶段效率由 70% 上升至 79%; 压力跨过设计值并在较大区间内 ($0.9 < \bar{p} < 1.7$) 效率较为稳定, 始终处于 80% 附近, 速比依旧随压力增大下降但是降幅减小, 反动度由 0.72 上升至 0.81; 若压力继续增大, 速比仅小幅变动, 反动度较小增长, 效率开始急剧下降。

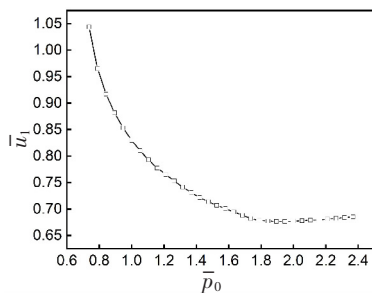


图 5 速比随着相对压力变化
Fig.5 Variation of the relative pressure with the speed ratio

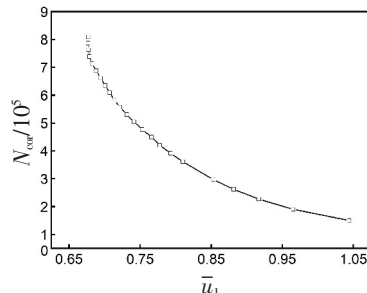


图 6 功率特性曲线
Fig.6 Power characteristic curve

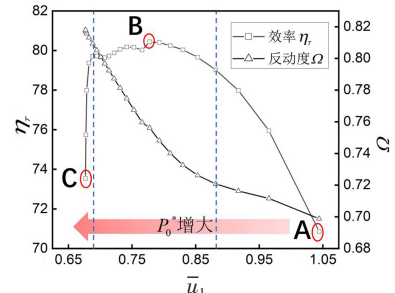


图 7 效率与反动度特性曲线
Fig.7 Characteristic curve of efficiency and reaction degree

透平的通流特性线也是反应透平性能的重要曲线, 由 G_{cor} 对应不同 \bar{u}_1 及落压比 Π_T , 如图 8 和图 9 所示表示。由于不同速比对应不同进口压力, 而出口静压不变, 因此速比与压比存在对应关系, 速比变化本质上等同于压比变动。如图 8 所示, 当 $\bar{u}_1 < 0.8$ 时 G_{cor} 缓慢变化, 在之后的区间内下降的速度才开始加快; 图 9 中, 随着压比增大, 流量增大并逐渐趋于某一极限值。两者显示的流通性能基本一致, 当压力在较小范围内, 增压会使级内流量上升, 但当相对压力达到 1.68 附近后, 升压时级内流量基本不再有较大增长。这是由于透平级的流通效果类似于串接的两个喷管, 当压比增大到一定值以后, 其中某个喷管将出现临界流动, 导致整体流量不再增大, 但压力上升过程中透平的输出功率始终单调上升, 与图 6 所示一致。

3.2 流场分析

根据图 6 发现进口压力过大或过小时透平热效率明显偏低, 因此, 这里选取相对压力为 0.7、1.1 及 2.3 (以下简称 A、B、C) 的三种工况进行比较, 观察通道流场变化, 分析可能原因。图 10 展示了转子进口处绝对气流角 (α) 和相对气流角 (β) 在不同工况下沿叶高的分布情况。

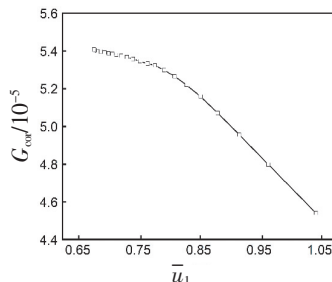


图 8 折合流量随着速比变化曲线
Fig.8 Variation between the convert flow rate and the speed ratio

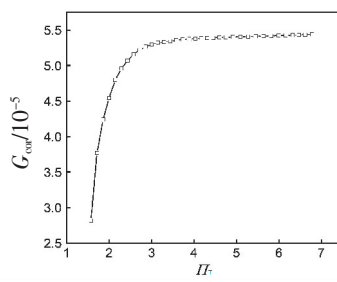


图 9 折合流量随着压比变化曲线
Fig.9 Variation between the convert flow rate and the pressure ratio

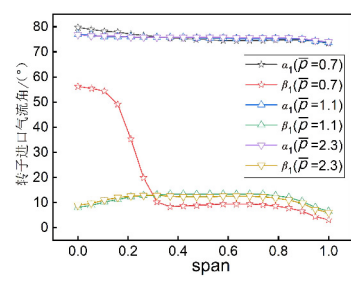


图 10 转子进口蒸汽角分布情况
Fig.10 Distribution of rotor inlet steam flow angle

由图 10 可以看到, 在低压时, 汽流角 α 、 β 靠近轮毂面的值相较其他两种工况明显偏大。选取 span 等于 0.1 的 B-B 截面, 观察 3 种工况下转子前端的速度流线图 (见图 11), 可以发现 A 工况入口攻角较大, 前缘及流道内更易出现二次流, 且在压力面较前缘附近形成一个较大的涡, 压力面载荷主要集中在 10% 叶长附近, 此时攻角损失可能占流动损失的绝大部分。但随着进口压力增大, 进口压力面的涡消失, 压力面载荷作用点向后端偏移。

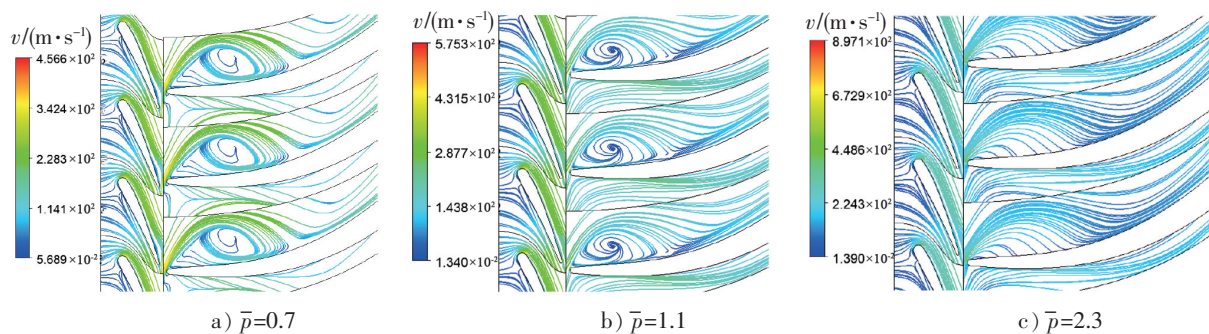


图 11 B-B 面速度流线图

Fig.11 Velocity streamline on B-B surface

根据图 12 显示的转子子午面熵分布同样可以看到低压时流道内熵值较高, 存在较大损耗, 压比增大通道熵值降低, 但转子出口处又会逐渐出现明显的熵增, 因此可以初步推断, 低压比时通道二次流现象严重, 高压比时叶片尾缘及转子出口的流动可能是造成损失的关键。

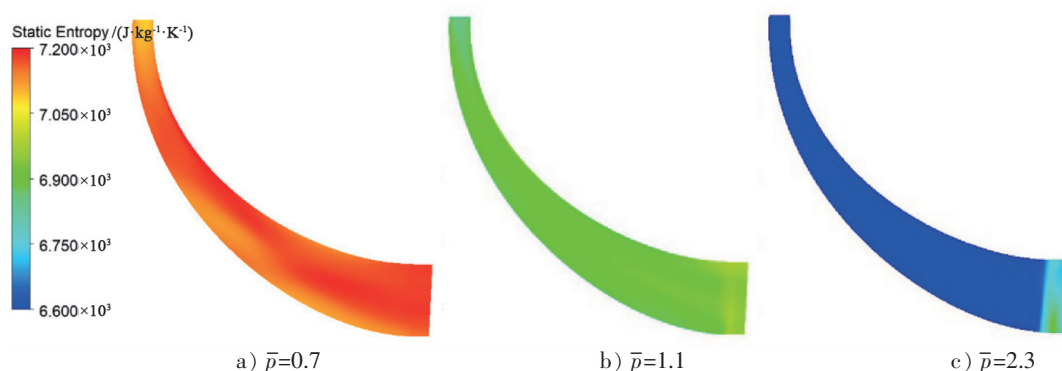


图 12 转子子午面熵云图

Fig.12 Static entropy contour on rotor meridional surface

根据转子子午面马赫数分布 (见图 13) 同样发现, 高压比时流道内几乎没有较大扰流出现, 但是出口马赫数会出现激增, 一方面对整级透平来说会产生较大的余速损失, 另一方面超声速流动形成的激波会与边界层流动发生相互干扰, 会在近壁区形成复杂流场。

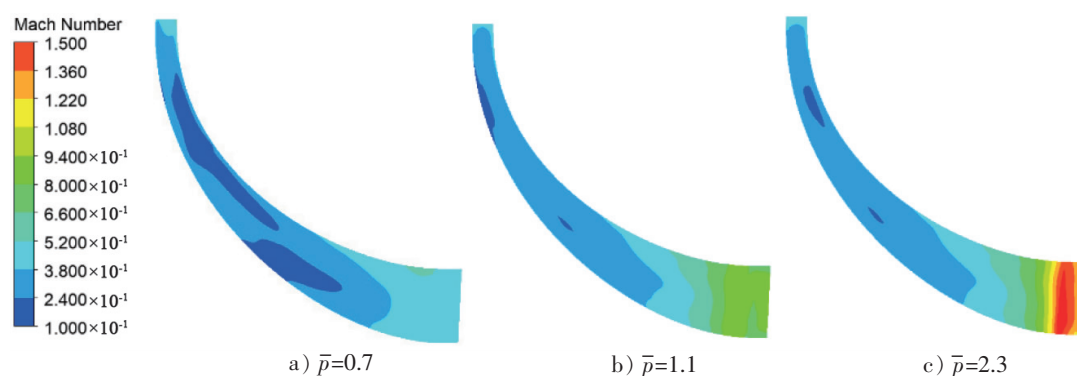


图 13 转子子午面马赫数云图

Fig.13 Mach number contour on rotor meridional surface

图 14 展示了转子出口总压的分布情况, 低压工况出口压力均匀分布; 随着压比升高, 流道内的流动逐渐出现周向分层, 低压区域逐渐减少, 向近壁面集中; 压力进一步升高, 涡轮整级焓降基本不变, 蒸汽流速跨声速甚至超声速, 余速损失变大, 出口流场非常混乱。此外, 根据图 15 的转子尾缘速度矢量图可以发现, 在进口压力升高过程中, 存在高速汽流并在尾缘偏转干扰主流, 使出口气流角发生变化, 这一显著变化必然会对尾缘损失造成影响。

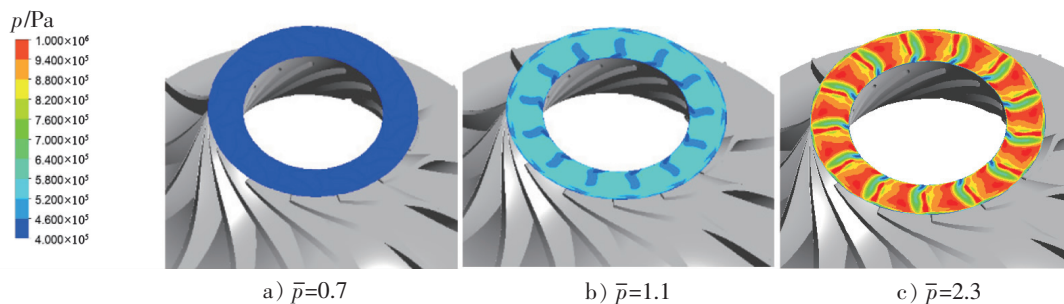


图 14 转子出口总压分布云图

Fig.14 Total pressure contour on rotor exit surface

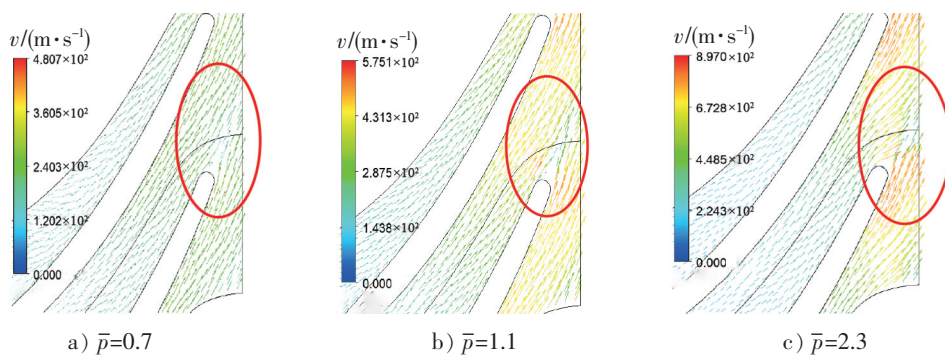


图 15 转子尾缘速度矢量图

Fig.15 Velocity vector at rotor trailing edge

3.3 损失分析

借助流场云图初步推断出, 在偏离设计工况时, 造成效率显著下降可能主要由攻角损失、通道二次流损失、尾缘损失及余速损失造成。本文将借助以往文献提出的经验公式对各项损失进行定量计算, 以掌握各损失对透平性能的影响。

3.3.1 攻角损失

当径向流入涡轮转子流道的汽流没有以最佳角度进入流道所造成的损失被称为攻角损失。Futral 等^[17]基于 Wallace 模型^[16]和轴向涡轮级类似模型的经验, 提出攻角损失模型 $L_i = (W_1^2 \sin^2 \beta_1)/2$ 。其中: W_1 为转子入口相对速度; β_1 为转子入口相对气流角。工况 B 与工况 C 攻角基本相等, 攻角损失 L_i 相差不大, 而工况 A 入口攻角与它们相差了 15° 左右, 攻角损失相较二者高出约 40%。显然, 攻角损失是造成较低进口压力时效率低下的重要因素。

3.3.2 通道二次流损失

二次流的产生是动叶流道损失过程的主要形式, 根据流场可以发现, 不同攻角会在动叶流道内产生不同强度的二次流。基于 Futral 等^[17]提出的公式, Wasserbauer 等^[18]完善通道二次流损失模型 $L_{sf} = K(W_1^2 \cos^2 i + W_2^2)/2$ 。其中: K 为系数, 经实验测得其值为 0.3; W_2 为出口相对速度; i 为转子进口冲角。该模型前一项与攻角损失呈正相关, A 工况与其余两工况相比较, 说明攻角对二次流损失产生了一定影响, 但对于总 L_{sf} , 工况 A 最小, B 工况超出 A 工况 78%, 工况 C 的损失接近工况 B 的 3

倍, 这说明对于背压式透平, 二次流损失主要受出口余速的影响。

3.3.3 尾缘损失

通道损失主要描述从转子进口到喉道附近的损失过程, 而尾缘损失是解释由于在叶片喉部突然膨胀至尾缘下游平缓区域所造成的影响, 根据图 15 可以发现进口压力对尾缘的汽流造成了一定影响。Glassman^[19]提出相对压损 $\Delta p_{rel}^* = (\rho_2 \cdot W_2^2 / (2g)) [N_R \cdot t_{tra} / (\pi(r_{s2} + r_{h2}) \cdot \cos \beta_2)]^2$ 。其中: ρ_2 为出口工质密度; 重力加速度 g 取 9.8 m/s^2 ; 动叶数 N_R 、出口轮毂半径 r_{h2} 、轮盖半径 r_{s2} 已在节 1.1 中给出; β_2 为出口叶片角; t_{tra} 为尾缘叶片厚度。Gsosh 等^[20]基于相对压损提出了尾缘损失模型 $L_{tra} = 2\Delta p_{0,rel} / (\gamma \cdot M_{2,rel}^2 \cdot p_3 \cdot (1 + (W_{2,rel}^2 / (2 \cdot T_2 \cdot c_p))^{(\gamma/(\gamma-1))}))$ 。其中: $M_{2,rel}$ 为转子出口相对马赫数; T_2 为出口温度; c_p 为定压比热容; γ 为蒸汽比热容比。基于该模型的计算结果显示: 3 种工况下尾缘损失值总体变化都足够小, 相较其他损失甚至可以忽略不计。

3.3.4 余速损失

对于单级向心涡轮而言, 出口动能将被视为余速损失, 因此向心涡轮设计时应尽可能减小工质出口流速, 甚至设置扩压器将部分动能转化为静压, 进而减小损失。这里计算选用 Suhrmann^[21]提出的余速损失模型 $L_e = C_2^2 / 2$ 。其中: C_2 指转子出口绝对速度。结果表明, 余速损失随着进口压力呈指数型增长: B 工况余速损失仅是 A 工况的 4 至 5 倍, 但工况 C 却已经达到了工况 A 的 20 倍左右; 且进口压力较低时该损失与攻角损失、二次流损失基本处于同一水平, 但当压力达到一定程度后是同工况其余类型损失量的数倍, 在背压透平损失构成中占据绝对位置。

3.3.5 损失变化特征

图 16 以 B 工况 ($\bar{p} = 1.1$) 的二次流损失为基准点 (定义为 1) 展示出 A、B、C 等 3 种工况下 4 类损失的变化情况。当进口压力较低时, 攻角引发的损失占主要地位, 而随着压比增加, 余速损失逐渐成为影响透平效率的主要因素。

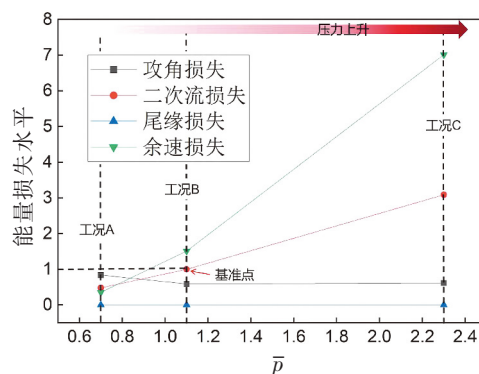


图 16 损失分布

Fig.16 Energy Loss level

4 结论

本文借助数值计算的方式, 预测了在不同进口压力下向心汽轮机工作性能可能发生的变化, 掌握了其特性曲线, 通过对比多种工况下的性能参数及流场分布情况, 得出以下结论:

1) 向心汽轮机可以在工艺生产过程中达到节能的目的, 但是恒转速的透平进口来流参数不稳, 造成的变工况现象会使其性能变化。本文通过大范围的数值计算得到不同工况下透平的性能曲线, 观察发现, 随着进口压力的增大, 透平速比减小, 反动度增大, 轴功增大, 其高效运行仅存在部分区间。

2) 分析流场可以发现, 进口压力较小时, 转子进口攻角严重偏离合适范围, 造成较大的攻角损失, 大攻角造成了更严重的二次流, 影响了透平流通性能; 当压力达到一定值后, 攻角基本稳定在合适范围, 通道通流性能也基本稳定在较高水平; 但随着压力增长到较高值后, 出口工质流速大幅上升, 且叶片尾缘处出现混流。

3) 利用选定的损失模型分别计算出所选背压透平的各项损失值, 通过对比发现: 小压比时, 攻角损失最大, 但随着压比增大, 攻角进入合适范围, 攻角损失的变化将不再明显, 而余速损失和二次流损失显著上升, 前者增幅更大, 压比越大, 余速损失占总损失量的比例越高。此外, 尾缘损失量始终不高, 仅在低压比工况时对透平性能造成一定影响, 压比越高, 其影响越不明显。

[参 考 文 献]

- [1] 倪维斗. 改善煤电运行成本 促进新能源发电市场化[J]. 电力设备管理, 2018(9):1.
- [2] AUNGIER R H. Turbine aerodynamics; axial-flow and radial-inflow turbine design and analysis[M]. New York: ASME Press, 2006.
- [3] KORPELA S A. Radial inflow turbines[M]. New York: John Wiley & Sons Inc, 2012.
- [4] GLASSMAN A J. Computer program for design analysis of radial-inflow turbines[M]. New York: NASA TN, 1976.
- [5] RODGERS C. Advanced radial inflow turbine rotor program: design and dynamic testing[M]. Washington: NASA CR, 1976.
- [6] HU D, LI S, ZHENG Y, et al. Preliminary design and off-design performance analysis of an Organic Rankine Cycle for geothermal sources[J]. Energy Conversion & Management, 2015(96):175-187.
- [7] NOUGHABI A K, SAMMAK S. Detailed design and aerodynamic performance analysis of a radial-Inflow turbine[J]. Applied Sciences, 2018(11):8-19.
- [8] 吕国川. 超临界二氧化碳向心涡轮设计及变工况性能预测[J]. 工程热物理学报, 2016, 39(2):314-320.
- [9] LÜ G C, YANG J, SHAO W, et al. Aerodynamic design optimization of radial-inflow turbine in supercritical CO² cycles using a one-dimensional model[J]. Energy Conversion and Management, 2018 (165):827-839.
- [10] 吕国川, 王晓放, 祝畅, 等. MW 级超临界二氧化碳向心涡轮设计及分析[J]. 工程热物理学报, 2022, 43(1):67-73.
- [11] 陈榴, 戴韧, 王宏光, 等. 带有可调导叶的径流涡轮气动特性的研究[J]. 燃气轮机技术, 2011, 24(1):5-15.
- [12] 杨登峰, 杨策, 胡良军, 等. 可调向心涡轮后加载型导叶设计和数值研究[J]. 工程热物理学报, 2017, 38(10):9-19.
- [13] 张雁兴, 潘玉华, 李宝宽. 叶片角对径向膨胀机性能的影响[J]. 风机技术, 2022, 64(1):64-75.
- [14] 李燕生, 陆桂生. 向心透平与离心压气机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [15] 王亚龙, 朱潇潇. 基于圆柱绕流分析 $k-\varepsilon$ 和 $k-\omega$ 湍流模型的差异[J]. 机电产品开发与创新, 2022(2):35-44.
- [16] WALLACE, F J. Theoretical assessment of the performance characteristics of inward radial flow turbines[J]. Archive Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1958(172):931-952.
- [17] FUTRAL S M, Wasserbauer C A. Off-design performance prediction with experimental verification for a radial-inflow turbine [M]. Los Angeles: NASA TN, 1965.
- [18] WASSERBAUER C A, GLASSMAN A J. FORTRAN program for predicting off-design performance of radial-inflow turbines [M]. Chicago: NASA TN, 1975.
- [19] GLASSMAN A J. Enhanced analysis and users manual for radial-inflow turbine conceptual design code RTD[R]. NASA, Contractor Report No. 195454, 1995.
- [20] GHOSH S K, SAHOO R K, SARANGI S K. Mathematical analysis for off-design performance of cryogenic turboexpander [J]. Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(3):031001.
- [21] SUHRMANN J F, PEITSCH D, GUGAU M, et al. Validation and development of loss models for small size radial turbines [C]//Asme Turbo Expo: Power for Land, Sea, & Air, June 14-18, 2010, International Gas Turbine Institute, Glasgow, UK: ASME, c2010:1937-1949.

(责任编辑 彭海滨 英文审校 郑青榕)