

横向间距和截面形状对汽轮机切向进气蜗壳气动性能的影响

薛文松¹, 李军¹, 陈阳², 白昆仑², 田朝阳²

(1. 西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安; 2. 东方汽轮机有限公司产品研发中心, 618000, 四川德阳)

摘要: 为了降低蜗壳总压损失并提高出口气流均匀性,对影响切向进汽蜗壳的气动特性和流场形态的因素进行了研究。采用数值方法求解了三维 RANS 方程和 SST 湍流模型,分析了横向间距和截面形状对汽轮机切向进气蜗壳气动性能的影响。数值模拟得到的部分切向进气蜗壳的质量流量和出口马赫数与实验测量数据一致,验证了数值方法的可靠性。对比分析了不同进口总压下 5 种切向进气蜗壳耦合静叶结构的气动性能参数和流场型态,结果表明:5 种进气蜗壳耦合静叶结构的出口气流角基本不随进气总压的增加而改变;5 种进气蜗壳耦合静叶结构的总压损失系数和质量流量会随着进气总压的增加而增加;进气蜗壳出口气流角随着横向间距的增加而增加,圆特征截面进气蜗壳出口气流角大于类多边形特征截面进气蜗壳的;随着横向间距的增加,5 种进气蜗壳耦合静叶结构的蜗壳总压损失系数增加,静叶总压损失系数减小,进气蜗壳耦合静叶结构的总压损失系数先减小后增加;进气蜗壳截面形状对总压损失系数的影响明显大于横向间距的,类多边形特征截面蜗壳的总压损失系数明显大于圆特征截面蜗壳的;静叶出口气流角几乎不受横向间距和特征截面的影响;圆特征截面切向进气蜗壳耦合静叶结构具有最低的总压损失系数,圆特征截面完全切向进气蜗壳耦合静叶结构在蜗壳出口具有最佳的出口气流角周向分布均匀性。

关键词: 汽轮机;切向进气蜗壳;气动性能;数值模拟

中图分类号: TK269 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202007012 **文章编号:** 0253-987X(2020)07-0094-10



OSID 码

Effects of Transverse Distance and Cross Section Shape on Aerodynamic Performance of Tangential Admission Volute of Steam Turbine

XUE Wensong¹, LI Jun¹, CHEN Yang², BAI Kunlun², TIAN Chaoyang²

(1. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Product Research & Development Center, Dongfang Turbine Co. Ltd., Deyang, Sichuan 618000, China)

Abstract: To reduce the total pressure loss of the tangential admission volute and improve the uniformity of outlet air flow, the factors affecting the aerodynamic characteristics and flow field of the tangential admission volute are investigated. The effects of transverse distance and cross section shape on the aerodynamic performance of the tangential admission volute of steam turbine are numerically evaluated with the three-dimensional RANS equations and SST turbulence model. The obtained numerical mass flow rate and outlet Mach number of the partial alignment tangential admission volute coincide well with the experimental data to verify the accuracy of the numerical approach. The flow fields and aerodynamic parameters of five kinds of tangential

收稿日期: 2020-01-06。 作者简介: 薛文松(1994—),男,硕士生;李军(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51776151)。

网络出版时间: 2020-03-02

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20200302.0904.002.html>

admission volutes coupled with stationary vanes are compared and discussed under different inlet total pressure conditions. The results show that the outlet flow angles of five kinds of tangential admission volutes with stationary vanes almost remain constant with the increase of the inlet total pressure. The total pressure loss coefficient and mass flow rate of five kinds of tangential admission volutes with stationary vanes increase with the increasing inlet total pressure. The outflow angle of tangential admission volute increases with the increasing transverse distance. The outflow angle of the tangential admission volute with circular cross section is larger than that with the polygon cross section under the same flow conditions. With the increasing transverse distance, the total pressure loss of the individual tangential admission volute increases and the total pressure in the vane decreases. With the increasing transverse distance, the total pressure loss of five kinds of tangential admission volutes coupled with stationary vanes decreases at first and then increases. The influence of the cross section on the total pressure loss of the tangential admission volute is greater than that of transverse distance. The total pressure loss of the tangential admission volute with polygon cross section is obviously higher than that with circular cross section. The transverse distance and the cross section shape hardly influence the outflow angle from the stationary vane. The smallest total pressure loss coefficient of the partial alignment tangential admission volute with circular cross section is obtained among five kinds of tangential admission volutes. The optimum distribution uniformity of the outflow angle of the perfect alignment tangential admission volute with circular cross section is achieved among five kinds of tangential admission volutes.

Keywords: steam turbine; tangential admission volute; aerodynamic performance; numerical simulation

汽轮机通流部分热功转换效率的提高得益于高性能三维叶片设计技术的发展。目前,通过提高叶片效率去提高汽轮机通流效率具有挑战性。汽轮机进气蜗壳的气动参数和流场型态直接影响其下游通流的气动性能^[1]。因此,掌握进气蜗壳的气动参数、流场型态及其损失产生机理,是进一步提高汽轮机热功转换效率的关键^[2]。

随着汽轮机通流精细化设计和实验及数值手段的发展,科研人员对汽轮机进气蜗壳的气动性能、流场型态及其对下游通流影响特性开展了系统的研究。Denton 研究得出了补气蜗壳与主流混合造成的损失计算公式^[1],Wallis 等在此基础上研究了更多的损失机理^[3]。Gier 等基于这些损失机理,利用数值模拟预测了 3 级低压汽轮机的能量损失^[4]。Engelmann 等为了计算二次流损失,分析了管道接口的流动混合损失,其中引用了 Idelchik 的典型直角 T 型管道接口实验^[5]来验证数值方法的可靠性^[6]。之后,Engelmann 等研究得出了包括总压损失系数和摩擦损失的二次流损失的计算方法^[7],分析了在 T 型进气结构中由于气流方向的改变和进气与主流气体混合造成的二次流动损失,研究了进

气口面积与主流进口面积之比和过渡段的曲率对二次流动损失系数的影响,并且指出小半径过渡段结构相对于直角过渡段结构能明显降低二次流损失系数,进气口面积与主流进口面积之比的减小也能使二次流损失系数降低^[8]。

Nettis 等分析了汽轮机的射流系统在子午面的 4 个几何参数变化对低压级进口处质量流量沿周向分布的均匀性和总压损失系数的影响,结果表明,优化后沿出口周向分布的质量流量最大偏差由 17.3%降低到 5.9%,射流系统的总压损失系数由 8.25%降低到 1.82%^[9]。Hecker 等采用实验测量和数值模拟的方法研究了左右切向底部进气蜗壳的气动性能,指出进气预旋流动增加了蜗壳流动损失和下游静叶的攻角损失^[10]。Schramm 等研究了工业汽轮机抽气结构对汽轮机级进口汽流均匀性的影响^[11],Pazzi 等对该实验进行了充分的分析和讨论,为了分析阀门后流动情况对下级汽轮机级进口流动均匀性的影响,他们对阀门后的结构进行了数值模拟分析,结果表明,阀门的切向布置和内部环形空腔沿流动方向的横截面积的收缩布置,能使下级进口有更好的周向流动均匀性,增大阀座和轮毂之间的

距离也能达到同样的效果^[12]。

张怀宇等数值对比了 1 000 MW 汽轮机直接进气蜗壳和切向进气蜗壳在设计负荷和 75% 低负荷工况下的气动性能,结果表明,全周进气结合补气结构能够提高进气蜗壳的流场均匀性,进而提高汽轮机进气段的气动效率^[13]。姚宏等基于实验测量的工业汽轮机补气结构模型数值研究了不同补气结构对总压损失特性的影响,指出椭圆形且沿周向截面面积渐缩的补气结构可有效控制蜗壳周向密流分布而减少总压损失^[14]。王健等的数值研究表明,相比于传统进气结构,新设计的螺旋形切向进气蜗壳结构具有总压损失小和出口流场均匀度高的优势,能够保证汽轮机通流的气动效率^[15]。钟主海等针对切向进气蜗壳结构进行了数值研究,结果表明,切向进气蜗壳通流截面的收缩比、截面形状以及进口管横向间距均影响其气动性能,总压损失系数和湍动能随着进气蜗壳通流截面收缩比的增加而逐渐减小并趋于平缓,截面形状和进口管横向间距对切向进气蜗壳的总压损失影响有限^[16]。邵卫东等优化设计了进气管道和蜗壳连接处结构,通过增大进气弯管的出流面积和倾角、减小滞止涡来减小气流角不均匀度,进而实现了进气结构气动效率的提高^[17]。Kang 等数值研究了汽轮机级间进气结构对其气动性能的影响,结果表明,进气结构出口流场的不均匀性增加了下游静叶的气动损失,降低了通流部分的气动效率^[18]。潘阳等数值研究了部分进气结构对汽轮机进气损失的影响,指出进气不均匀性明显降低了气动效率^[19]。

为进一步提高汽轮机的热功转换效率,需要对汽轮机进气蜗壳结构的气动参数和流场型态分别进行研究,以提高出口流场的均匀性和降低总压损失。本文通过对比实验测量和数值模拟结果,验证了数值模拟方法的可靠性。数值研究了 5 种切向进气蜗壳的气动性能,分析了横向间距和特征截面对 5 种切向进气蜗壳出口气流均匀性和总压损失的影响。

1 数值方法和计算模型

1.1 实验测量

图 1 是进气蜗壳气动性能实验测量系统。压缩空气从压气机出来经过管道、阀门和文丘里流量计后,从进气蜗壳两侧的管道进入蜗壳。进气蜗壳水平放置,垂直向上排气。通过进气阀和风机放空阀调整进气压力改变实验工况。进气蜗壳圆环外径约为 1.5 m,内径为 0.84 m,进气管直线段长度为 2.1

m。进气蜗壳采用有机玻璃进行加工制造。进气蜗壳出口下游整圈共有 50 支静叶,根径为 842 mm,轴宽 62.3 mm,由金属加工制造,并由大带冠结构在根顶部少量焊接后与进气蜗壳装配成一体。

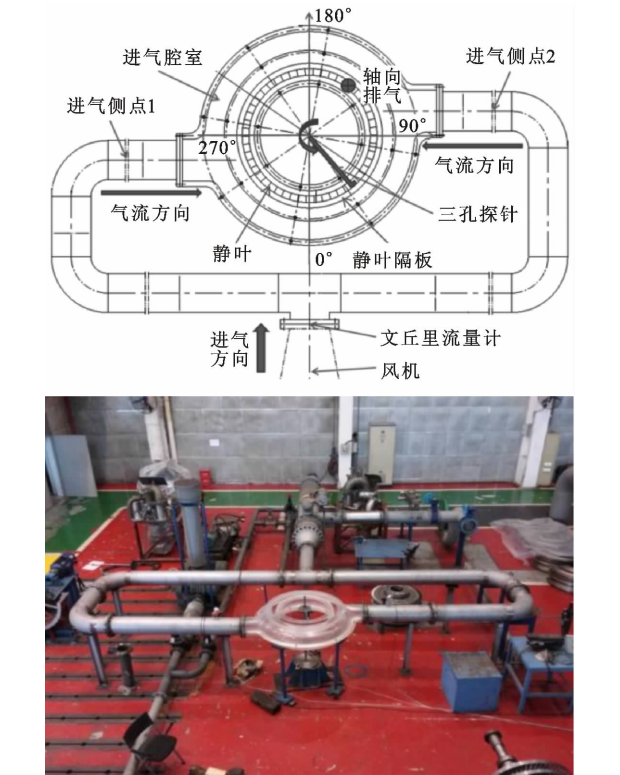


图 1 进气蜗壳气动性能实验系统

实验气源采用 2 500 kW 风机,最大出口压力为 273 kPa,最大进气量为 1 800 m³/min。温度测量采用 A 级铂热电阻,精度为 0.15 °C ± 0.002 |t|;压力测量采用压力扫描阀,精度为 0.05%;流量测量采用 BYW-DT/14-806 型短式文丘里管,精度为 0.5%。实验测量过程中采用了三孔探针,将其一端固定在蜗壳出口面的圆心上,通过绕轴旋转测量蜗壳出口或静叶出口不同周向位置处的出口气流角、总压和静压。

本文对单独进气蜗壳和进气蜗壳耦合静叶结构进行了气动性能的实验测量,实验工况分别如表 1 和表 2 所示。将进口总压、进口总温和出口静压这 3 个参数将作为数值模拟采用的边界条件。

表 1 单独进气蜗壳实验工况

工况	进口总压 /kPa	进口总温 / °C	出口静压 /kPa	质量流量 /(kg · s ⁻¹)
1	97.29	45.50	95.34	4.02
2	99.30	45.50	95.60	5.63
3	100.70	45.50	95.50	6.84

表 2 进气蜗壳耦合静叶结构实验工况

工况	进口总压 /kPa	进口总温 /℃	出口静压 /kPa	质量流量 /(kg·s ⁻¹)
1	101.50	45.50	95.20	2.98
2	108.60	45.50	96.10	4.22
3	114.55	45.50	96.55	5.17
4	123.20	45.50	96.20	6.39

1.2 数值方法及验证

横向间距为两根进口管道轴线之间的距离,如图 2 所示。当横向间距为蜗壳最大直径减去进口管道直径时,定义为完全切向进气蜗壳;当横向间距为进口管道的直径时,定义为部分切向进气蜗壳;当横向间距为 0 时,定义为对中切向进气蜗壳。

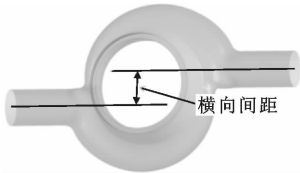
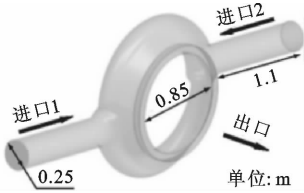
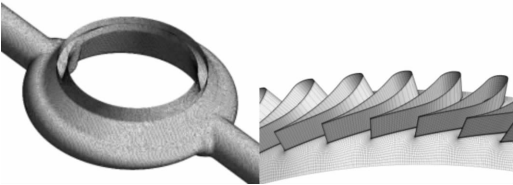


图 2 横向间距示意

图 3 是实验采用的部分切向进气蜗壳结构计算模型及蜗壳和静叶栅壁面网格。进气蜗壳采用 ICEM 生成非结构化网格,壁面网格边界层数为 20 (首层高度为 0.000 1 mm,膨胀比为 1.2)。静叶由 NUMECA 生成结构化网格,整圈静叶网格数约为 600 万。



(a)进气蜗壳结构计算模型



(b)进气蜗壳壁面网格 (c)静叶栅壁面网格

图 3 进气蜗壳结构的计算模型及蜗壳和静叶栅壁面网格

采用 ANSYS-CFX 软件数值求解三维 RANS 方程和 SST 湍流模型,研究了单独部分切向进气蜗壳和进气蜗壳耦合静叶结构的气动性能。壁面边界条件设置为光滑无滑移边界。总压损失系数定义为

$$\epsilon = 1 - \frac{p_{2T}}{p_0}$$
 (1)

式中: p_{2T} 是出口总压; p_0 是进口总压。

单独进气蜗壳分别采用 251 万、360 万、439 万和 549 万这 4 套网格数时,计算得到的出口马赫数如图 4 所示。根据计算结果,本文进气蜗壳的计算网格数选取为 500 万。图 5 是单独进气蜗壳分别采用 SST、 $k-\epsilon$ 和 $k-\omega$ 这 3 种湍流模型得到的出口马赫数计算值与实验值,可以看出,SST 模型计算值比其他湍流模型计算值更接近实验值。因此,本文选用 SST 湍流模型。图 6 是 4 种工况下进气蜗壳耦合静叶结构的 SST 湍流模型计算值和实验值。可以看出,每个工况下的质量流量计算值与实验值吻合良好,数值方法可靠。在工况 1 下,周向分布的单独进气蜗壳的出口气流角计算值和实验值如图 7 所示,可以看出,出口气流角计算值与实验值吻合良好。因此,本文选取 SST 湍流模型进行数值模拟,并要求蜗壳与静叶壁面均满足 $y^+ \leq 2.0$ 。

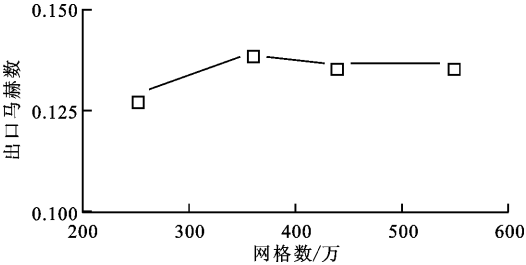


图 4 单独进气蜗壳的出口马赫数网格无关性验证

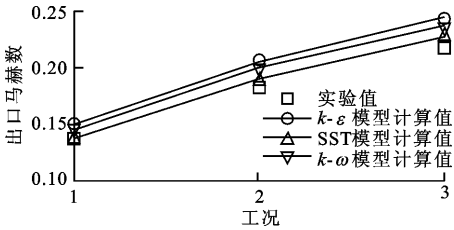


图 5 单独进气蜗壳的出口马赫数计算值与实验值

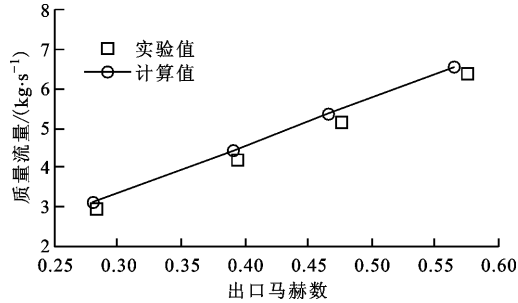


图 6 进气蜗壳耦合静叶结构的质量流量计算值和实验值

1.3 计算模型

采用数值方法对 5 种进气蜗壳模型进行分析计

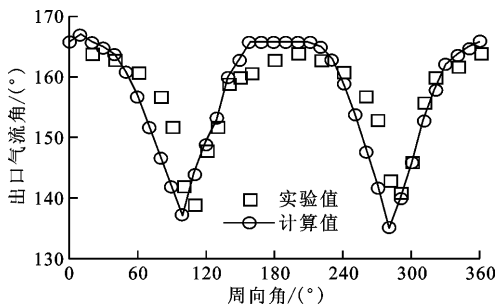


图 7 工况 1 下单独进气蜗壳的出口气流角周向分布

算。蜗壳进口管道直径为 0.34 m,出口几何参数与 1.2 节一致。蜗壳模型根据横向间距和特征截面的不同而不同。横向间距在 1.2 节已有定义。特征截面为通过蜗壳中心轴线的平面与蜗壳相交重合的截面,如图 8 所示。蜗壳模型 1、2、3 采用圆特征截面,模型 4、5 采用类多边形特征截面。

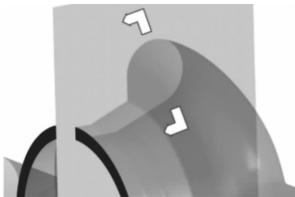
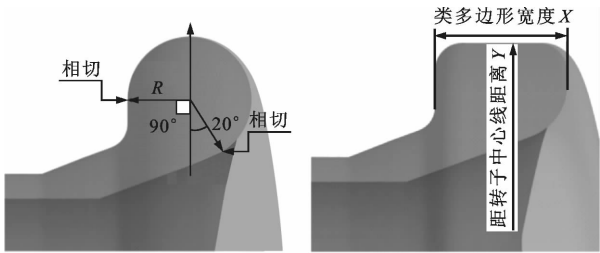


图 8 特征截面示意

图 9 是蜗壳中的圆特征截面和类多边形特征截面。特征截面在沿着蜗壳周向变化的过程中,圆特征截面的半径 R 、类多边形特征截面距转子中心线的距离 X 、类多边形特征截面的宽度 Y 均向蜗壳下游的方向逐渐减小。通过控制几何参数,可以使各特征截面沿圆周均布分布,且面积按线性依次变化。



(a) 圆特征截面 (b) 类多边形特征截面

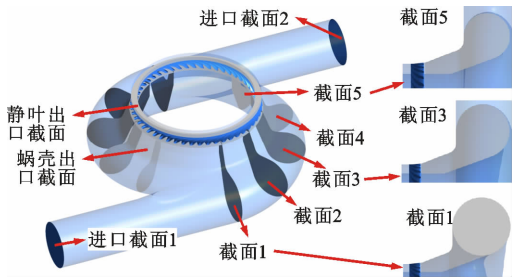
图 9 进气蜗壳模型 2 和模型 4 的特征截面

图 10 是 5 种蜗壳模型的结构和特征截面,每一半蜗壳按 6 个控制截面扫描混合,相邻截面夹角为 30° 。5 种蜗壳模型的横向间距与图 10 中 5 个特征截面的几何参数如表 3 所示。

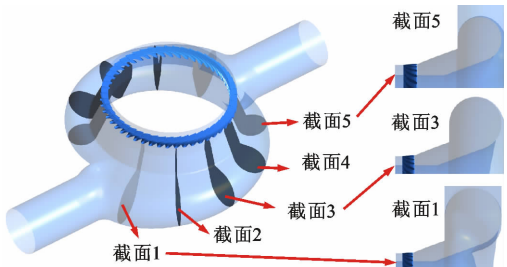
2 结果分析

2.1 进气蜗壳耦合静叶结构气动参数

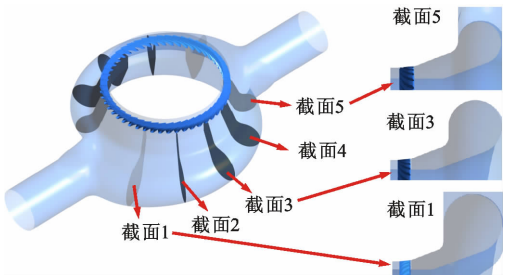
采用数值方法研究表 2 中 4 种工况下的 5 种进



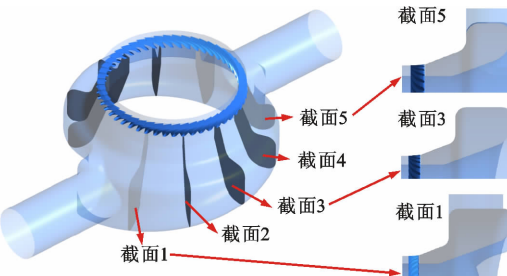
(a) 模型 1, 完全切向圆特征截面进气蜗壳



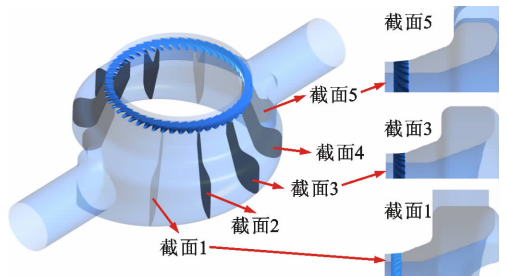
(b) 模型 2, 部分切向圆特征截面进气蜗壳



(c) 模型 3, 对中切向圆特征截面进气蜗壳



(d) 模型 4, 部分切向类多边形特征截面进气蜗壳



(e) 模型 5, 对中切向类多边形特征截面进气蜗壳

图 10 5 种进气蜗壳模型的结构和特征截面

表 3 5 种进气蜗壳模型的横向间距与特征截面参数

模型	横向 间距 /m	特征 截面 几何 参数	参数数值				
			截面 1	截面 2	截面 3	截面 4	截面 5
1	1.37	R/mm	169.5	155.0	139.0	122.0	101.0
2	0.34	R/mm	169.5	155.0	139.0	122.0	101.0
3	0.00	R/mm	169.5	155.0	139.0	122.0	101.0
4	0.34	X/mm	451.5	375.0	301.5	228.0	149.5
		Y/mm	770.5	753.0	724.5	678.5	592.0
5	0.00	X/mm	451.5	375.0	301.5	228.0	149.5
		Y/mm	770.5	753.0	724.5	678.5	592.0

气蜗壳耦合静叶结构模型的气动性能,分析了横向间距和特征截面形状对切向进气蜗壳气动性能的影响。

为了分析蜗壳内部以及蜗壳出口的气流不均匀性对静叶圈的影响,将整个蜗壳耦合静叶结构的气动参数分为蜗壳部分和静叶部分。

图 11 是进气蜗壳耦合静叶结构的蜗壳及静叶出口速度。可以看出:静叶出口速度不受横向间距和特征截面的影响,这是由于在相同的工况下,5 种模型的质量流量都相同,静叶的导流作用使 5 种模型的静叶出口气流角都几乎一致而造成的;蜗壳出口速度随着横向间距的增加而增加,这是由于横向间距增加时,气流的周向分速度在蜗壳出口截面有明显的增加而导致的。在相同工况下,质量流量相同,垂直于出口截面的速度分量几乎不变,因此周向分速度的增加会导致蜗壳出口截面的速度增加。此外,从图 11 还可以看出,圆特征截面蜗壳的出口速度大于类多边形特征截面蜗壳的。这是因为类多边形特征截面蜗壳由于内部流动紊乱,没有对气流进行有效预旋和整流,阻碍了气流沿着周向流向蜗壳

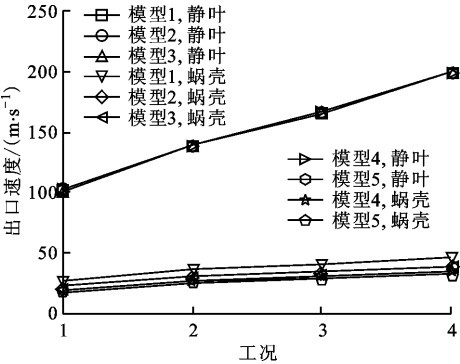


图 11 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型的蜗壳及静叶出口速度

下游。因此,类多边形特征截面蜗壳的出口截面上的气流周向分速度小于圆特征截面蜗壳的,导致了其出口速度小于圆特征截面蜗壳的。

图 12 是 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型的总压损失系数。图 13 是蜗壳和静叶的局部总压损失系数。

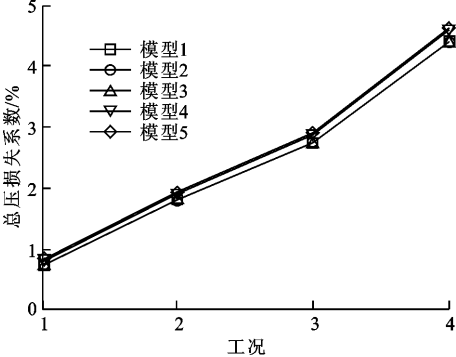


图 12 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型的总压损失系数

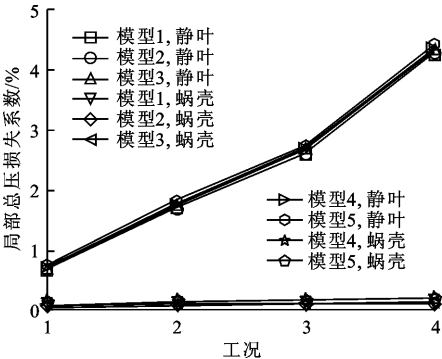


图 13 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型的局部总压损失系数

从图 13 可以看出,进气蜗壳耦合静叶结构的蜗壳和静叶局部总压损失系数均随着进口总压的增加而增加,但是蜗壳的总压损失系数远小于静叶的。这是因为蜗壳内部的气流速度相对于静叶通道的明显较小,如图 11 和图 12 所示。气流主要在静叶通道中膨胀加速,因此大部分总压损失发生在静叶通道中。

表 4 为工况 1 下的 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型的总压损失分布。可以看出:圆特征截面蜗壳的总压损失系数随着横向间距的增加先减小后增加;类多边形特征截面蜗壳的总压损失系数也是随着横向间距的增加而减小,表现出了类似圆特征截面蜗壳的规律;圆特征截面蜗壳和类多边形特征截面蜗壳的蜗壳总压损失系数随着横向间距的增加而增加,静叶总压损失系数随着横向间距的增加而减小,这是因为蜗壳的出口气流角会随着横向间距的

增加而增加,静叶栅的冲角会减小。

表 4 工况 1 下 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型的总压损失系数分布

模型	横向间距/m	蜗壳总压损失系数/%	静叶总压损失系数/%	总压损失系数/%
1	1.37	0.063	0.683	0.746
2	0.34	0.057	0.685	0.742
3	0.00	0.052	0.695	0.747
4	0.34	0.088	0.712	0.800
5	0.00	0.081	0.751	0.832

分别比较模型 2、4 和模型 3、5,发现类多边形特征截面蜗壳的内部气流流动相对于圆特征截面的更加紊乱,流动阻力更大,所以类多边形特征截面蜗壳的蜗壳总压损失系数大于圆特征截面蜗壳的。同时,由于蜗壳内部流动紊乱导致蜗壳出口截面的流线紊乱且不均匀,因此类多边形特征截面蜗壳的静叶总压损失系数同样偏大。

图 14 是出口气流角示意,出口气流角为出口处的气流速度矢量在垂直于出口半径的平面上的投影与出口截面的夹角。

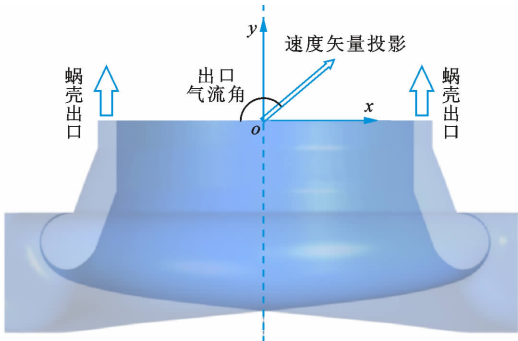


图 14 出口气流角示意

图 15 比较了 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型的蜗壳及静叶出口气流角。可以看出:每一种结构

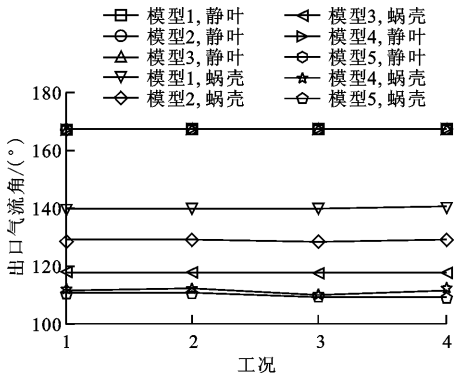


图 15 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型的蜗壳及静叶出口气流角

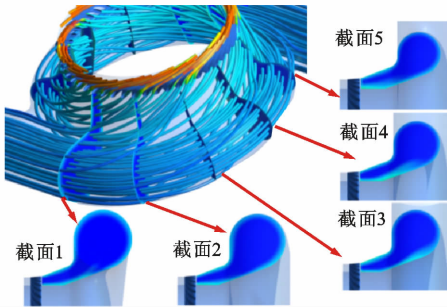
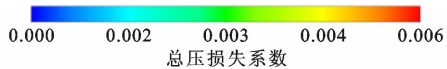
的蜗壳和静叶出口气流角都几乎不随着进口总压的增加而改变;由于静叶的导流作用,静叶出口气流角不会改变,但是蜗壳出口气流角会随着横向间距的增加而增加,横向间距相同时圆特征截面蜗壳的出口气流角大于类多边形特征截面蜗壳的。综合图 13 和图 15 可知,在相同工况下增加横向间距和采用圆特征截面能够有效增加出口截面的周向分速度和出口气流角。

2.2 进气蜗壳耦合静叶模型流场

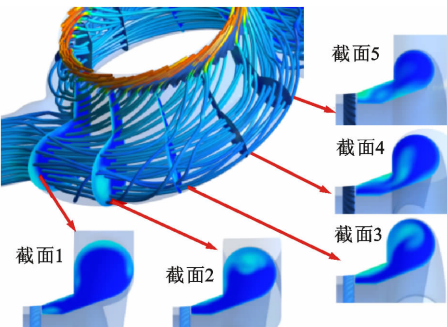
图 16 是 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型在工况 1 下的流线图与特征截面总压损失系数云图。

从图 16a 可以看出:在截面 1~5 处,流线十分光滑,在蜗壳内部没有出现明显的涡流。因此,总压损失较高的区域都在蜗壳壁面处。

从图 16b 可以看出:截面 1 处总压损失较高的区域有两个,一个是蜗壳的壁面位置,另一个是截面中靠近出口的位置。从流线图可知,截面出口位置的总压损失较高是由于离截面 1 半个蜗壳处进口管道流入的气流绕过半个蜗壳后未从出口排出,反而与从另一个进口管道流入的气流发生掺混造成的。在截面 2 处,蜗壳的外壁面产生了明显的涡流,导致该区域的总压损失系数升高。在截面 3~5 处,截面 2 处产生的涡流逐渐流向出口,导致总压损失较高的区域向蜗壳出口处移动。



(a)模型 1



(b)模型 2

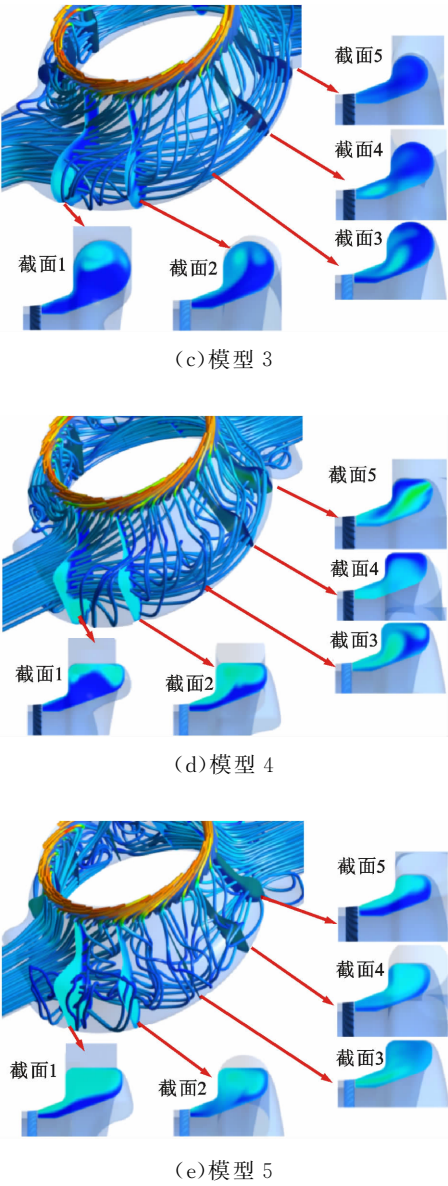


图 16 工况 1 下 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型的流线图与特征截面总压损失系数云图

从图 16c 可以看出:在截面 1~2 处,蜗壳外壁面出现了明显的漩涡与涡流,导致此处的总压损失增加;在截面 3~4 处,上游靠近蜗壳外壁面的气流逐渐流向蜗壳出口,因此总压损失较大的区域也逐渐向蜗壳出口方向移动;当在蜗壳外壁面附近产生的涡流排出蜗壳之后,在截面 5 处总压损失较高的区域消失了。因此,模型 3 中造成蜗壳内部总压损失的原因主要是蜗壳外壁面附近产生的涡流。

从图 16d 可以看出:在截面 1 处,流线几乎都从总压损失较低的区域穿过,蜗壳外壁面附近产生的大量回流与漩涡导致该处的总压损失升高;在截面 2~4 处,产生的涡流逐渐流向蜗壳出口,总压损失较高的区域逐渐向蜗壳出口方向移动;在截面 5 处,

通过外壁面总压损失较低区域的气流向蜗壳截面缩小的方向流动,通过内壁面总压损失较高区域的气流向蜗壳截面扩大的方向流动。

从图 16e 可以看出:由于蜗壳的横向间距为 0,渐缩截面的蜗壳并没有起到较好的导流作用。在截面 1~2 处,气流主要在靠近蜗壳内壁面的区域流向下游,在蜗壳外壁面产生了明显的涡流并向蜗壳出口位置移动。在截面 3~5 处,靠近内壁面附近的气流流向蜗壳截面扩大的方向并逐渐增加,靠近蜗壳内壁面附近的气流向蜗壳截面缩小的方向流动并逐渐减少。在内壁面,从两个进口管道进入的气流相互混合,造成该区域的总压损失增加。

由于静叶的导流作用,流线在静叶圈处沿着叶栅通道的方向均匀分布。气流在 5 种蜗壳内部始终保持低速流动,气流膨胀加速主要发生在静叶圈处。

图 17 是 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型在径向角度的静叶栅通道流线图,可以看出:由于 5 种蜗壳模型采用的静叶圈一致,所以叶栅通道内部的流线差别不大;随着横向间距的减小和采用类多边形特征截面,叶栅进口处的流线会变得更加紊乱和无规律,并且会导致蜗壳出口气流角减小。本文采用的静叶片为扭叶片,静叶中线在进口位置的角度为距叶根 10% 叶高处 145° 、距叶根 50% 叶高处 154° 、距叶顶 10% 叶高处 160° 。从图 14 可知,5 种蜗壳中最大的蜗壳平均出口气流角为模型 1 的 140° ,因此蜗壳出口气流角的增加会减小静叶攻角和静叶部分

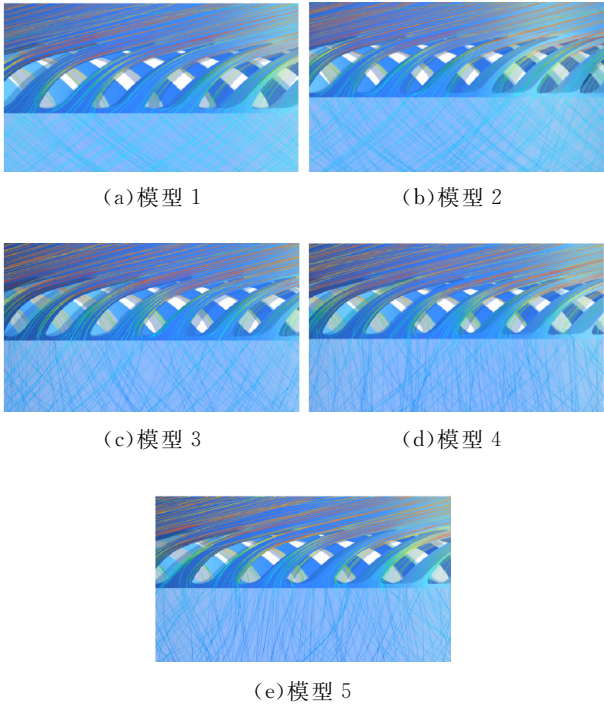


图 17 5 种蜗壳模型静叶栅通道径向流线图

总压损失系数。

图 18 是工况 1 下蜗壳出口气流角等值线云图。可以看出:出口气流角随着横向间距的增加而增大;类多边形特征截面蜗壳的出口气流角小于圆特征截面蜗壳的;随着横向间距的增加,圆特征截面蜗壳和类多边形特征截面蜗壳的出口气流角在蜗壳出口截面的分布都更加均匀。

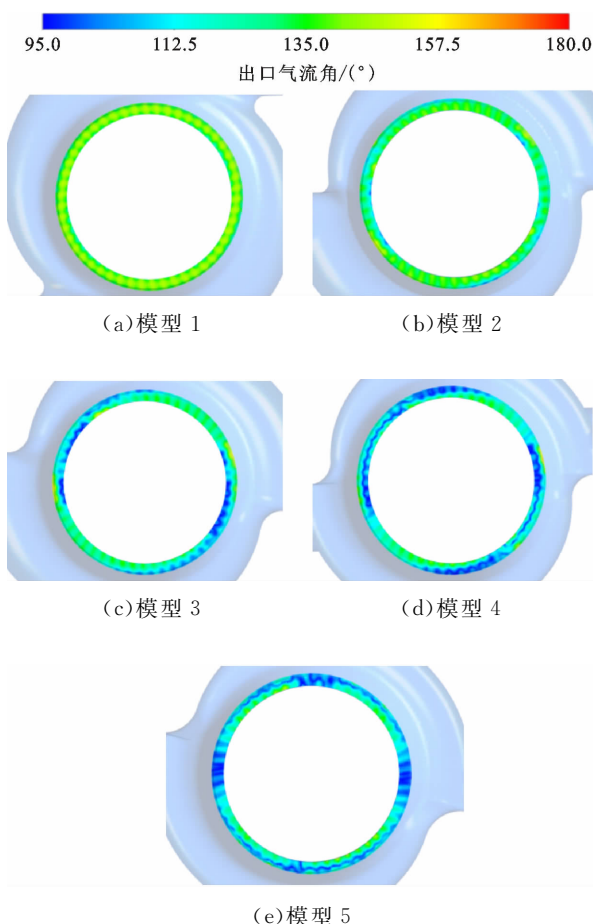


图 18 进气蜗壳耦合静叶结构蜗壳出口气流角等值线云图

图 19 是在工况 1 下 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型的蜗壳出口气流角的周向分布。在蜗壳出口截面中径处选取一个 2 mm 的圆环,每隔 5° 记录一次出口气流角参数。每个模型共取 37 个出口气流角参数,每个模型的出口气流角方差分别为 0.35、32.02、129.41、174.04、120.04 ($^\circ$)²。圆特征截面蜗壳的蜗壳出口气流角方差随着横向间距的增加而减小,说明随着横向间距的增加,蜗壳出口气流角沿蜗壳出口周向的分布变得均匀。类多边形特征截面蜗壳的蜗壳出口气流角方差随着横向间距的增加而增加,这是因为渐缩截面蜗壳对进入蜗壳的气流具有导流作用,因此出口气流角不会低于 90° ,所以当出口气流角减小到一定程度时,出口气流角沿出口周

向变化的幅度会减小。

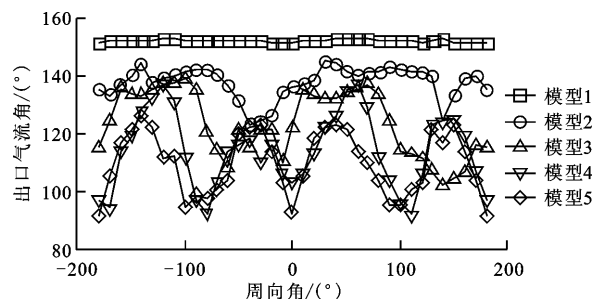


图 19 工况 1 下 5 种进气蜗壳耦合静叶结构模型的蜗壳出口气流角周向分布

3 结 论

本文采用实验测量和数值模拟的方法研究了汽轮机 5 种切向进气蜗壳耦合静叶结构模型的气动性能和流场特性,得到如下结论。

(1)切向进气蜗壳能够实现良好的预旋流动,气动参数和流场形态具有 180° 对称性。单独部分切向进气蜗壳和进气蜗壳耦合静叶结构数值模拟得到的气动参数计算值与实验值吻合,验证了数值模拟的可靠性。

(2)在相同的边界条件下,不同进气蜗壳耦合静叶结构的质量流量不会随横向间距和特征截面形状的不同而改变。

(3)5 种结构模型的蜗壳和静叶出口气流角基本不随进口总压的增加而变化。在蜗壳出口截面中,出口气流角随着横向间距的增加而增加,类多边形特征截面蜗壳的出口气流角小于圆特征截面蜗壳的。静叶出口气流角不随进口总压、横向间距和特征截面的不同而改变,稳定在 166.6° 左右。在圆特征截面蜗壳中,随着横向间距的增加,蜗壳出口气流角在出口截面周向上的方差减小;在类多边形特征截面蜗壳中,随着横向间距的增加,蜗壳出口气流角在出口截面周向上的方差增加。类多边形特征截面蜗壳相对于圆特征截面蜗壳会造成更大的出口气流角波动。蜗壳出口气流角沿周向分布最为均匀的是模型 1,其沿周向分布的出口气流角方差为 $0.35 (^\circ)^2$ 。

(4)圆特征截面蜗壳耦合静叶模型的总压损失系数会随着横向间距的增加先增大后减小,最大的蜗壳出口气流角为模型 1 的 140° 。静叶栅在距叶根 10%、50%、90% 叶高的静叶中线上,角度分别为 145° 、 154° 、 160° 。蜗壳总压损失系数随着横向间距的增加而增加,静叶总压损失系数则因为横向间距的增加,出口气流角增加且更加均匀,导致静叶攻角

减小,总压损失系数减小。在5种结构模型中,静叶总压损失均远大于蜗壳总压损失。类多边形特征截面蜗壳的总压损失系数大于圆特征截面蜗壳的。蜗壳内部产生总压损失的原因主要为蜗壳外壁面产生的涡流以及蜗壳对气流没有产生很好的预旋效果,导致两根进气管道进入的气流会在蜗壳中发生掺混。

参考文献:

- [1] DENTON J D. The 1993 IGTI scholar lecture: loss mechanisms in turbomachines [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(4): 621-656.
- [2] JI C. Advances in steam path technology [J]. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1996, 118(2): 337-352.
- [3] WALLIS A M, DENTON J D, DEMARGNE A A J. The control of shroud leakage flows to reduce aerodynamic losses in a low aspect ratio, shrouded axial flow turbine [C] // *Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air*. New York, USA: ASME, 2000: V001T03A 046.
- [4] GIER J, STUBERT B, BROUILLET B, et al. Interaction of shroud leakage flow and main flow in a three-stage LP turbine [C] // *Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2003: Collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference*. New York, USA: ASME, 2009: 105-116.
- [5] IDELCHIK I E. *Handbook of hydraulic resistance* [M]. Washington DC, USA: Hemisphere Publishing Corporation, 1986: 662.
- [6] ENGELMANN D, KALKKUHLE T J, POLKLAS T, et al. Influence of shroud cavity jet and steam admission through a circumferential slot on the flow field in a steam turbine [C] // *Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. New York, USA: ASME, 2013: 433-442.
- [7] ENGELMANN D, SCHRAMM A, POLKLAS T, et al. Enhanced loss prediction for admission through circumferential slots in axial steam turbines [C] // *Proceedings of the 10th European Turbomachinery Conference*. Lappeenranta, Finland: Lappeenranta University of Technology, 2013: 350-359.
- [8] ENGELMANN D, SCHRAMM A, POLKLAS T, et al. Losses of steam admission in industrial steam turbines depending on geometrical parameters [C] // *Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. New York, USA: ASME, 2014: V01BT27A003.
- [9] NETTIS L, IMPARATO E, COSI L. Optimization of a large injection system for steam turbines [C] // *Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. New York, USA: ASME, 2015: V008T26A024.
- [10] HECKER S, ROHE A, STOFF H. Steam turbine inlet geometry from a structural and fluid dynamics point of view [C] // *Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. New York, USA: ASME, 2013: 487-495.
- [11] SCHRAMM A, MÜLLER T, POLKLAS T, et al. Improvement of flow conditions for the stages subsequent to extraction modules in industrial steam turbines [C] // *Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. New York, USA: ASME, 2014: V01BT27A008.
- [12] PAZZI S, MICHELASSI V. Analysis and design outlines of centrifugal compressor inlet volutes [C] // *Proceedings of ASME Conference on ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air*. New York, USA: ASME, 2014: V001T03A037.
- [13] 张怀宇,王晨瑜,谢雷,等.大型汽轮机宽负荷运行时进汽部分性能对比分析[J].*汽轮机技术*,2016,58(6):459-460.
ZHANG Huaiyu, WANG Chenyu, XIE Lei, et al. Analysis on aerodynamic performances of inlet structure at a wide load range condition for large steam turbine [J]. *Turbine Technology*, 2016, 58(6): 459-460.
- [14] 姚宏,周逊,王仲奇.工业汽轮机补汽结构对压力损失的影响及优化[J].*西安交通大学学报*,2016,50(7):18-25.
YAO Hong, ZHOU Xun, WANG Zhongqi. Optimization design and pressure losses of steam admission in industrial steam turbines depending on geometrical parameters [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(7): 18-25.
- [15] 王健,刘云锋,马天吟.两种进汽结构气动性能的数值研究[J].*汽轮机技术*,2016,58(2):93-94.
WANG Jian, LIU Yunfeng, MA Tianyin. Numerical investigation on aerodynamics performance between two different inlet structures [J]. *Turbine Technology*, 2016, 58(2): 93-94.

(下转第128页)

- 191.
- [13] LÜ Fangrui, ZOU Donglin, TA Na, et al. Influence of local turbulent flow on the performance of a mixed-lubrication bearing [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology*, 2019, 233(7): 1029-1035.
- [14] 顾春兴. 织构化内燃机关键摩擦副的混合润滑分析及减摩机理研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2018: 15-86.
- [15] LÜ Fangrui, RAO Zhushi, TA Na, et al. Mixed-lubrication analysis of thin polymer film overlaid metallic marine stern bearing considering wall slip and journal misalignment [J]. *Tribology International*, 2017, 109: 390-397.
- [16] 徐鲁帅, 王赞磊, 张帆, 等. 扰变工况下不同表面结构机械密封瞬态特性分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(1): 56-63.
- XU Lushuai, WANG Yunlei, ZHANG Fan, et al. Transient characteristics of mechanical seals with modified surfaces under disturbance conditions [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(1): 56-63.
- [17] 董国忠, 张辉, 李月, 等. 混合弹流润滑系统的建模与摩擦学特性研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(1): 107-114.
- DONG Guozhong, ZHANG Hui, LI Yue, et al. A mixed elasto-hydrodynamic lubrication model for studying tribological properties of rough surfaces [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(1): 107-114.
- [18] 马国亮, 姜亮, 黄巍, 等. 不同粗糙度条件下硅橡胶表面织构润滑特性的研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2010, 44(9): 87-92.
- MA Guoliang, JIANG Liang, HUA Wei, et al. Lubrication properties of textured polydimethylsiloxane surfaces with different roughness [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2010, 44(9): 87-92.
- [19] CUI Shuhui, GU Le, FILLON M, et al. The effects of surface roughness on the transient characteristics of hydrodynamic cylindrical bearings during startup [J]. *Tribology International*, 2018, 128: 421-428.
- [20] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J B. Contact of nominally flat surfaces [J]. *Proceedings of the Royal Society of London: Series A Mathematical and Physical Sciences*, 1966, 295(1442): 300.
- [21] BERGMANN P, GRÜN F, GÓDOR I, et al. On the modelling of mixed lubrication of conformal contacts [J]. *Tribology International*, 2018, 126: 220-236.
- [22] GREENWOOD J A, TRIPP J H. The contact of two nominally flat rough surfaces [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1970, 185(48): 625-633.
- [23] ZHAO Yongwu, LU Yanming, JIANG Jianzhong. New elastic-plastic model for the contact of rough surfaces [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43(3): 95-101.
- [24] SUN Jun, GUI Changlin. Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation [J]. *Tribology International*, 2004, 37(10): 841-848.

(编辑 武红江)

(上接第 103 页)

- [16] 钟主海, 江生科. 汽轮机高压缸进汽蜗壳的数值研究 [J]. *东方汽轮机*, 2016(2): 17-22.
- ZHONG Zhuhai, JIANG Shengke. Numerical investigation on steam admission volute of turbine high pressure cylinder [J]. *Dongfang Turbine*, 2016(2): 17-22.
- [17] 邵卫东, 吴方松, 李伯武, 等. 汽轮机低压进汽结构气动性能分析与优化设计 [J]. *热力透平*, 2017, 46(2): 69-75.
- SHAO Weidong, WU Fangsong, LI Bowu, et al. Optimization design and analysis of steam admission in low pressure cylinder of steam turbines [J]. *Thermal Turbine*, 2017, 46(2): 69-75.
- [18] KANG S Y, LEE J J, KIM T S, et al. Numerical analysis on the impact of inter-stage flow addition in a high-pressure steam turbine [C]//*Proceedings of 2017 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*. New York, USA: ASME, 2017: V01AT03A029.
- [19] 潘阳, 袁奇, 朱光宇. 进汽结构对部分进汽损失的影响研究 [J]. *中国电机工程学报*, 2018, 38(14): 4156-4164, 4321.
- PAN Yang, YUAN Qi, ZHU Guangyu. Numerical investigation on the influence of inlet structure on partial-admission losses [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2018, 38(14): 4156-4164, 4321.

(编辑 陶晴)