

船用汽轮机变工况长叶片技术研究

康磊¹, 张秀峰¹, 王超¹, 罗小明²

(1. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所 黑龙江 哈尔滨 150078; 2. 哈尔滨汽轮机厂有限责任公司 黑龙江 哈尔滨 150040)

摘要: 船用汽轮机具有多工况、变转速的实际运行特点, 采用数值模拟方法对低压汽轮机末级长叶片进行了多工况气动优化, 对原型叶片、改型叶片和弯曲叶片的总体性能, 损失系数做出两种工况下的对比分析; 结果表明: 改型叶片、弯曲叶片使反动度沿着叶高分布更加均匀, 通过优化使其在变工况时的沿着叶高的攻角值更小, 可使得额定工况的效率提高 0.5% - 1%; 而低工况的经济性能提高更多, 改型叶片和后加载叶片能使变工况性能提高 4% 和 7% 左右, 达到了优化的初衷: 即在降低额定效率的前提下, 大幅度提高低工况下的经济性能。

关键词: 变工况; 长叶片; 弯扭叶片; 二次流; 附面层

中图分类号: TK262 文献标识码: A

引言

船用汽轮机与电站汽轮机相比, 通常有较大的变工况范围, 所以设计时不仅要满足额定的设计条件, 而且必须考虑变工况运行时的经济性能。汽轮机在低工况运行时, 阀门调节流量急剧下降, 此时, 机组效率下降明显, 特别是末几级叶片根部出现负反动度, 根部沿着型面出现逆压梯度, 壁面边界层增厚, 而且流体微团在吸力面和压力面有正压力梯度, 使根部吸力面附近区域边界层增厚和堆积^[1], 给附面层分离创造了条件。在变工况高背压运行时, 小的相对容积流量导致末级叶片在大的负攻角下运行, 与设计工况相比, 叶片中的流场发生很大的变化, 而且叶片所受应力增加。但在低背压运行工况下, 大的相对容积流量容易达到临界状态, 导致流动阻塞^[2]。李军等研究了前后加载无扭曲叶片和前后加载弯曲叶片的流动损失^[3], 表明前后加载叶型均能抑制端部二次流; 李宇峰等研究了空冷机组末级长叶片的气动性能研究^[4], 合理控制根部反动度及反动度沿叶高分布, 在上半部采用适当负攻角等方法可降低各个工况的叶型损失; 冯子明等通过实

验的方法研究了后加载正弯叶片的气动性能^[5], 在叶栅两侧端壁附近采用相对轴向弦长 0.6 靠后的后部加载叶型可显著降低两端壁上的横向压力梯度, 减小了二次流动损失; 陈绍文等通过实验的方法研究了攻角对正弯叶栅壁面静压的影响^[6], 当攻角接近或者大于 +5° 时, 高负荷叶片吸力面表面逆压梯度较大, 采用正弯容易引起中部流场恶化; 孙大伟等通过数值模拟的方法研究了不同攻角对涡轮叶栅损失的影响^[7], 正攻角增大使叶栅出口二次流强度明显加大, 而当负攻角增大时, 二次流强度不断减弱。

本研究分析了某船用汽轮机末四级叶片的气动性能, 在额定工况下选取末级, 对 S2 流面进行优化, 优化前提是保持子午流道扩张不变、进口参数不变、出口背压不变, 优化目的是提高级功率, 同时尽可能使得两个工况的等熵效率都有所提高, (至少保证一个工况的等熵效率提高, 而另一工况的等熵效率不降低), 并分析了两种工况下不同叶栅对应的叶型损失和二次流损失。

1 物理模型和边界条件

原型叶栅静叶沿着径向扭曲比较小(根部叶宽为 38, 出口汽流角为 25°; 顶部叶宽为 45, 出口汽流角度为 36.5°), 动叶片的进口边比静叶片的出口边扭曲的更加剧烈, 是典型的等环量设计方法。

改型后的叶片是按照可控涡的设计思路设计(标记为 modified blade), 叶宽和原型叶片维持不变, 调整了静叶出口气流角度沿着叶高方向的反曲率(根部 α_1 增大, 顶部 α_1 减小), 动叶出口汽流角度沿叶高方向减小(根部 β_2 增大, 顶部 β_2 减小), 同时为了保证流量不变, 安装角做了相应的调整, 在额定工况下选择几何进口角, 叶顶部分有较大的负攻角,

收稿日期: 2013-07-08; 修订日期: 2013-08-05

作者简介: 康磊(1984-), 男, 甘肃会宁人, 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所工程师。

而叶根处的攻角为零,这样做可以减小汽轮机级在低速工况时的正攻角,并提高效率;在额定工况下针对每个截面单独选取攻角值,设计出扭叶片。

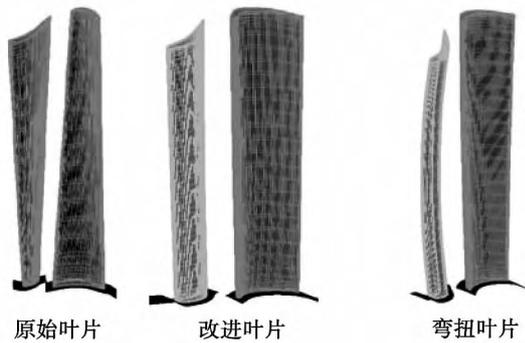


图 1 几种叶栅的物理模型

Fig. 1 Physical model for several kinds of cascade

在改进叶型的基础上进一步优化静叶,保持出口气流角度和喉部截面积不变,采用较为先进的后部加载叶型,前部只收缩,后部折转,该叶片可使最大负荷的位置向后推迟,有效推迟转捩发生,从而减小叶型的二维损失。3 种叶栅的物理模型如图 1 所示,3 种叶片在根、中、顶截面的型线如图 2 所示。

在后加载叶型的基础上采用叶片弯扭联合气动成型法生成弯扭叶片,由于端部损失占了很大的比重,因此通过减弱这些部位的气流,然后通过增加中间部分的气流密度来进行补偿。同时,在设计时特别考虑了积迭线在叶片径向的变化,可以修正气流沿叶高的密度,同时保证叶栅整体通流能力不变。对静叶片采用 25°和 30°正弯,积迭线沿叶高方向为“C”型和倒“J”型;根部和顶部弯高覆盖了扭曲叶片计算结果的二次流区域,中间用样条曲线光滑过渡。

叶栅的额定气动参数: 栅前总压 65 828 Pa, 栅前总温 361.5 K, 出口背压 39 043 Pa, 栅前绝对进汽角 73.6°(对应攻角 -5°); 低速工况气动参数: 栅前总压 31 500 Pa, 栅前总温 347.5 K, 出口背压为 25 703 Pa; 低工况进出口参数: 栅前总压 31 500.72 Pa, 栅前总温 347.53 K, 出口背压 25 703 Pa, 栅前进汽角 36.7°(对应攻角 +10°); 用 FINE/TURBO 求解器求解,流动方程为雷诺平均 N-S 方程,流动介质为 Condensable water steam,湍流模型为 Spalart-Allmaras 模型, CFL 数为 3,物理边界选无滑移绝热,计算网格节点数大约 180 万,几种叶片模型网格如

图 1 所示。

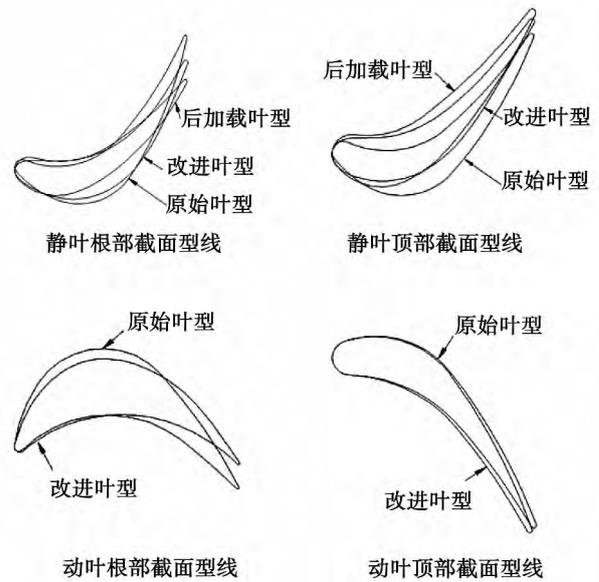


图 2 3 种叶片根部、顶部截面型线示意图
Fig. 2 Schematic drawing of the sectional profile at the root and top of the three kinds of cascade

2 数值结果分析

表 1 列出了各个方案在额定工况和低速工况下的等熵效率,在额定工况下改型后的叶片优于原型叶片,后加载叶片和后加载弯扭叶片优于改型叶片,低速工况下改型叶片优于后加载叶片和弯扭叶片。

表 1 各种叶片做功和等熵效率的比较

Tab. 1 Comparison of various equivalent efficiencies of the blade

	额定工况		低速工况	
	功率/W	等熵效率	功率/W	等熵效率
原始叶片	1 827 700	0.919 5	263 509	0.814 5
改型叶片	1 873 800	0.921 109	264 340	0.860 077
后加载叶片	1 948 400	0.930 96	269 650	0.894 036
C 型正弯 25°	1 962 900	0.934 12	276 750	0.864 46
C 型正弯 30°	1 968 200	0.932 56	277 350	0.867 76
J 型正弯 25°	1 869 700	0.920 04	256 910	0.85 283

2.1 额定工况下静叶表面的静压分布

图 3 分别给出了 3 种叶栅在根、中、顶部

(10%、50%和90%叶高)沿叶型的静压分布。由图可知原始叶型在前缘点受到一定的攻角影响,来流在前缘点开始形成附面层,沿着叶型分流在压力面和吸力面流动;在20%弦长前做负功,在此后边界层在压力面平滑过渡到60%弦长位置,然后在一定的正压梯度下继续膨胀直到尾缘,在吸力面20% - 60%的范围内也在较大的正压梯度下膨胀,在此后又又在逆压梯度作用下缓慢减速,然后再膨胀加速,接近尾缘时又缓慢减速直到出口;改型后的叶片在前缘位置也受到攻角的影响,但影响范围只是在10%弦长以内,之后附面层在压力面先缓慢减速到60%位置,之后在较大的正压梯度下膨胀直至尾缘处,在吸力面10% - 90%弦长的范围内都在均匀的正压梯度下加速,然后遭遇逆压梯度“爬坡”至尾缘出口。

在中截面,原始叶型和改型叶片受到攻角的影响范围均在10%弦长的范围内,但改进叶型受到攻角的影响范围较小,后加载叶型基本不受攻角的影响;在吸力面上,改型叶片和后加载叶片都是以较大的正压梯度加速到70%的位置,然后“爬坡”直到尾缘,原始叶型在60%弦长处遭遇一次较大的逆压梯度,而后与其它叶片一样减速至尾缘;在顶部截面,3种叶片在10%弦长之前都受到攻角的影响,其中,后加载叶片影响最小,之后在吸力面和压力面的压力走势基本一致,原始叶片在吸力面受到的正压梯度和逆压梯度都是最大的,改型叶片次之,后加载叶片最小。在逆压梯度段,边界层流动可能出现两种情况;一是在最低压力点边界层分离来形成一个泡,并可能变成过渡性质的,然后再附着成为湍流;二是边界层不再附着于叶型表面,而是产生湍流分离。无论发生哪一种情况,边界层遇逆压梯度都将导致流动严重恶化,流动损失大幅增加。由此可见,采取措施控制沿叶型,特别是沿吸力面压力分布中的逆压梯度段的个数、逆压梯度段的长度以及逆压梯度段中逆压梯度值的大小是减小叶型损失的关键。改进叶型和后加载叶型都受到负攻角的影响,影响范围在前缘附近10%的范围内,后加载叶型在吸力面的压力最低点明显后移,对边界层的增厚起到抑制作用,推迟了根顶部端壁二次流的生成和发展,且叶栅在后半段膨胀的膨胀加速减小了尾缘附近附面层的堆积。

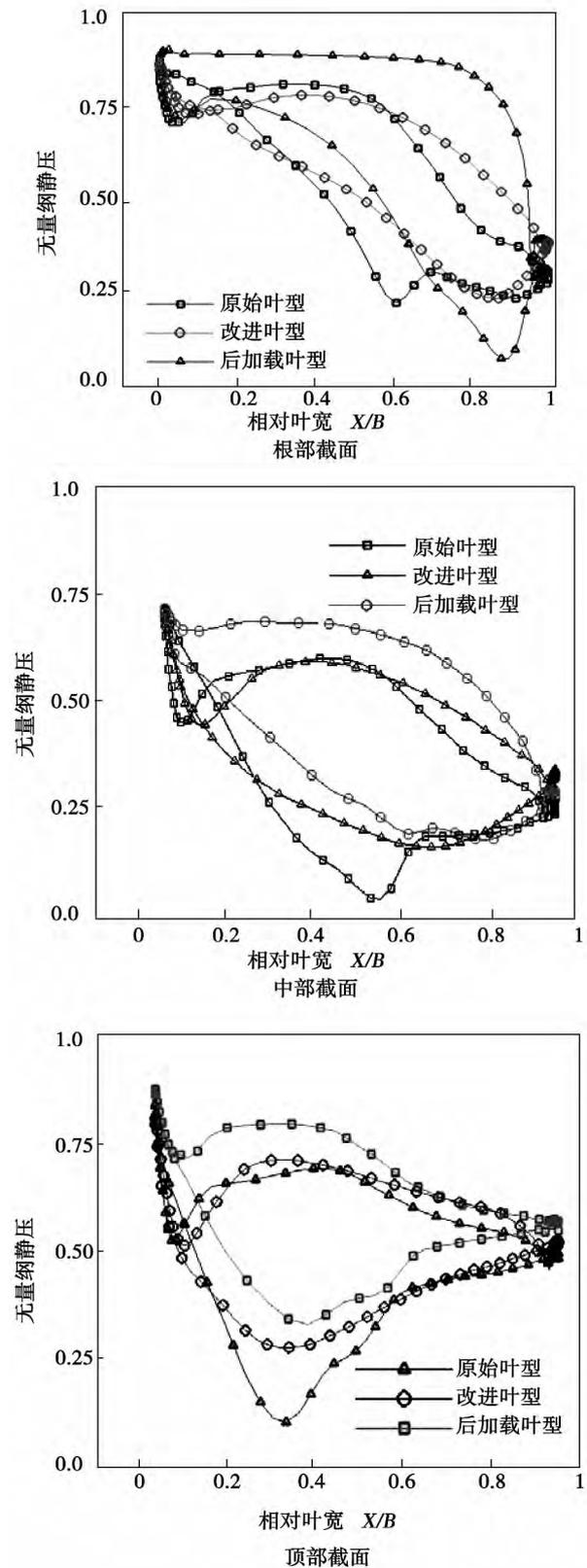


图3 额定工况静叶各截面静压沿叶型分布
Fig. 3 Static pressure distribution along the blade profile in various sections of the stator blade at the rated load operating condition

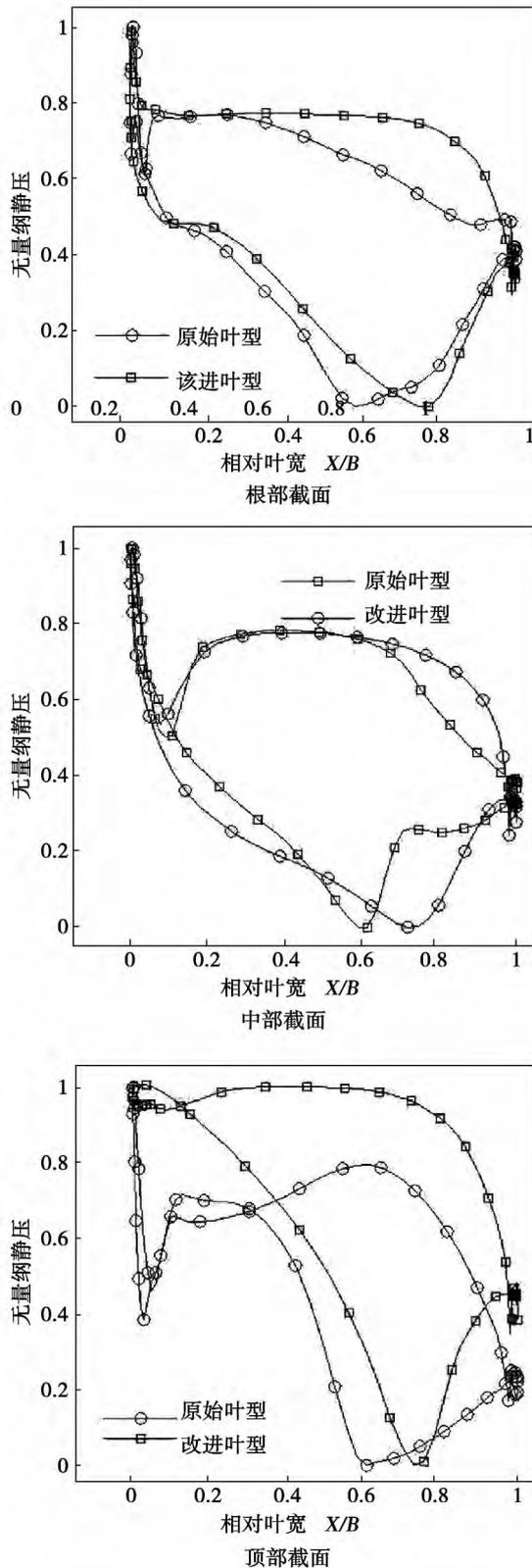


图4 额定工况动叶各截面静压沿叶型分布
 Fig.4 Static pressure distribution along the blade profile in various sections of the rotor blade at the rated load operating condition

2.2 额定工况下动叶表面的静压分布

原型动叶栅和改型动叶栅在根、中、顶部3个截面都受到攻角的影响,但影响范围都在10%弦长内,在过了攻角影响范围之后,原始叶型的流动平滑过渡到30%弦长处,然后在正压梯度的作用下加速流动到接近尾缘的位置再减速直到出口,改型动叶栅一直平滑过渡到80%弦长,再快速膨胀到尾缘。在吸力面,两种叶栅的根部流动类似,改型后叶栅压力最低点出现的位置向后推迟。中截面的流动和根截面类似,在顶部截面原始叶型的流动较为复杂,在35%弦长之前都受到攻角的影响,而后在压力面先加速再减速直到出口,改型叶栅在15%弦长之前也受到攻角的影响,动叶片在设计过程中给出了一定的负攻角,使得在该级动叶前部的吸力侧,压力先减小后逐渐增大,压力沿叶型的分布呈现“∞”型,如图4所示。

2.3 低速工况下静压沿静叶叶型分布

图5给出了低速工况时3种静叶表面静压沿着叶型分布,由于叶型在设计的时候沿着叶高方向给了一定的负攻角来抵消低速工况时所对应的较大的正攻角,因此在低速工况时改型叶栅和后加载叶栅均有一定的正攻角,且攻角沿叶高方向逐渐增大。由图可以看出,在中、顶截面叶型压力侧从前缘开始在一定的正压力梯度下逐渐加速一直到尾缘,边界层在流动过程中缓慢增厚;根部截面压力侧从10%弦长开始先均匀过渡,之后以较大的速度加速直到尾缘;压力侧产生的流动损失仅占总叶型损失的10%~20%,气流在叶型吸力侧的流动要比压力侧复杂很多,气流在前缘处均遭遇一次压力低点,往后边界层遭遇逆压梯度,尤其在根部截面还多次受到时正时负的压力梯度,附面层厚度加速增加,甚至发生转捩,由层流转为湍流,叶型损失的80%发生在吸力面一侧。对比3种叶栅,静叶片在根、中、顶截面都在吸力面受到攻角的影响,流动连续多次遭遇逆压力梯度。

2.4 低速工况下静压沿动叶叶型分布

在低速工况时候两种叶栅都遭遇正攻角的影响,影响范围的大小取决于攻角的大小和叶栅对攻角的适应性。图6给出了叶栅在低速工况时动叶表面静压沿着叶型分布。总体上看,改型后的叶片在压力面上较为平滑的过渡到尾缘;在吸力面上改型叶栅的压力低点出现的位置较原始叶栅靠后;从前缘处压力分布看,改型后的叶栅对攻角的适应性明显增强,同时改型叶栅受到的正攻角小于原始叶栅的攻角,尤其在顶部截面,负面层厚度的增长远远小

于原始叶栅 做功能力明显增强。

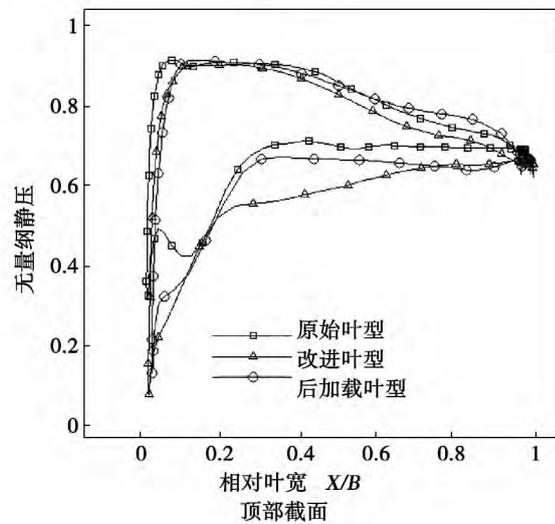
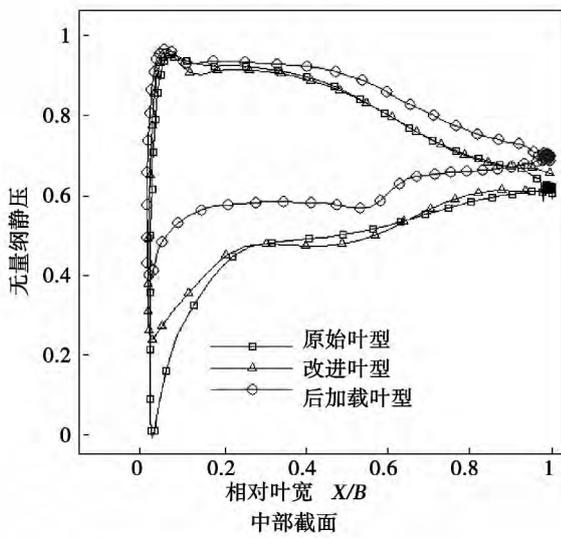
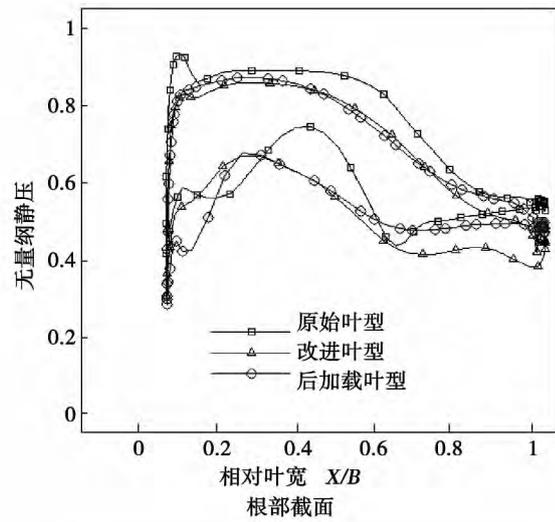


图5 低速工况静叶各截面静压沿叶型分布
Fig.5 Static pressure distribution along the blade profile in various sections of the stator blade

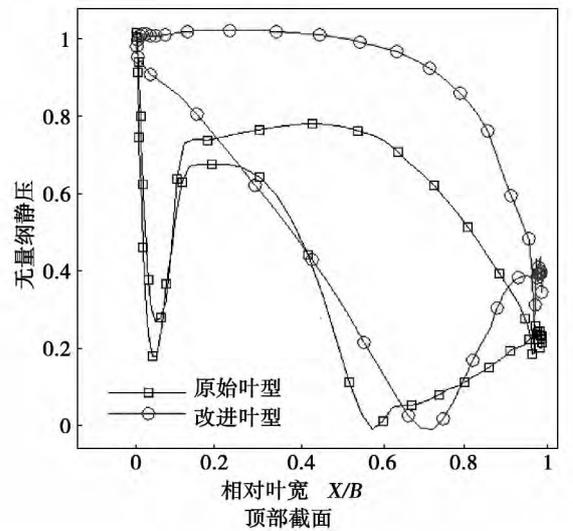
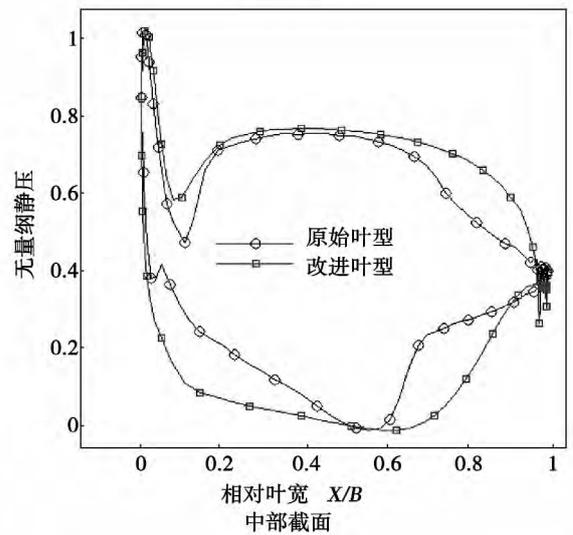
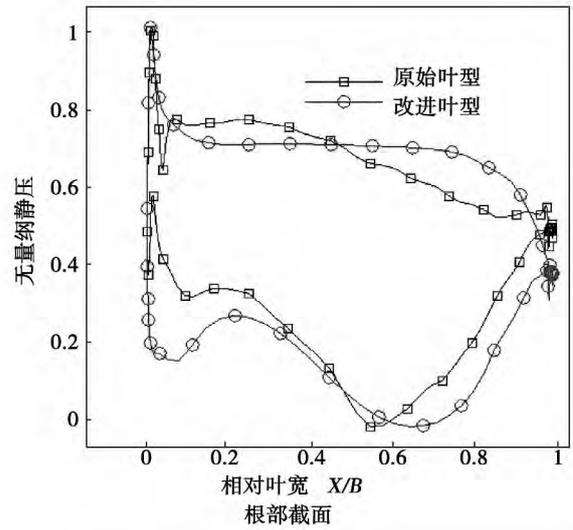


图6 低速工况动叶各截面静压沿叶型分布
Fig.6 Static pressure distribution along the blade profile in various sections of the rotor blade

图 7 为各种叶栅的反动度沿着叶高的分布, (图 7-图 10 中横轴为叶片相对叶高位置, 纵轴分别为反动度、静压(Pa)、总压损失系数)。由于采用可控涡的设计方法时, 考虑了径向分速度($C_r > 0$)的存在会产生离心力的径向分量, 还有子午方向产生的惯性力的径向分量为负值, 由完全径向平衡方程可知, 这两项能部分抵消叶轮回转面内流体微团的离心力, 让流体微团整体往半径小的区域增加, 在这些因素的影响下, 压力沿着半径的版画趋于缓慢, 有利于提高根部反动度, 在采用弯扭叶片之后, 这种效应变的更为明显。

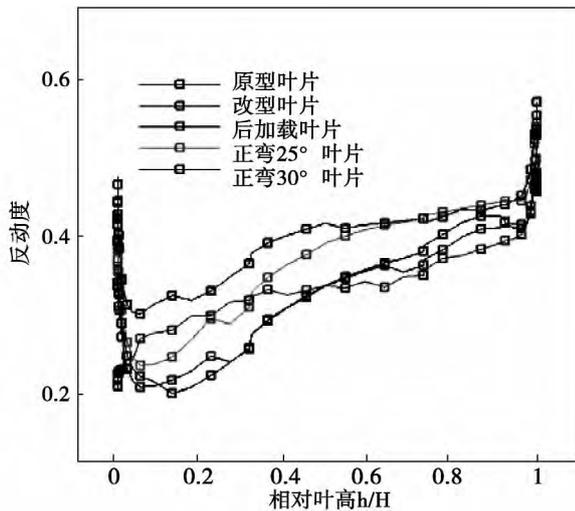


图 7 反动度沿着叶高的变化
Fig. 7 Changes of the reaction degree along the blade height direction

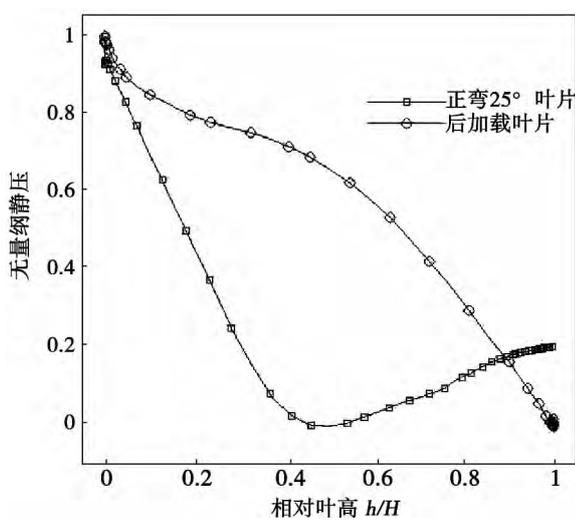


图 8 某一通流截面静压沿叶高的分布
Fig. 8 Static pressure distribution along the blade height direction in a section of the flow path

2.6 静压沿叶高的分布

由于流体通道呈扇形, 且在离心力的作用下, 流体在径向总是向半径增大的方向流动, 这样会造成很大的漏气损失, 弯曲叶片能部分地解决这个问题。图 8 比较了常规叶片和弯曲叶片在半径方向上的静压分布, 在静叶圆周方向取一通流截面, 得出的静压分布为“C”型, 由于中间部分压力较低, 可将两端的流体吸引到中部, 这对减少端部损失是很有利的。

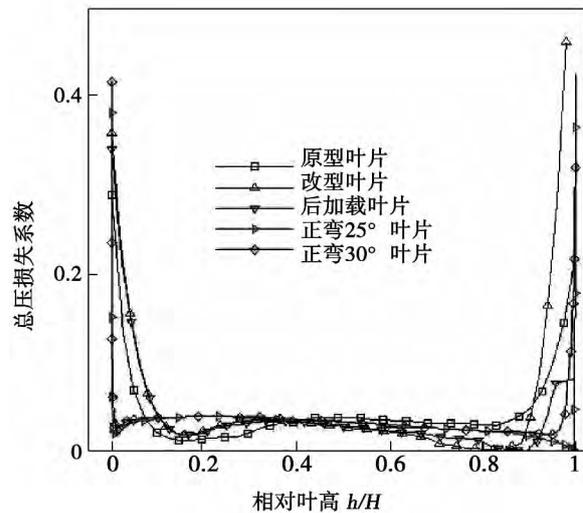


图 9 总压损失系数沿着叶高的分布

Fig. 9 Total pressure loss coefficient distribution along the blade height direction

2.7 总压损失系数沿叶高的分布

定义总压损失系数 $\zeta = (P_0^* - P_1^*) / (P_1^* - P_1)$; 其中 P_0^* 、 P_1^* 、 P_1 分别为进口总压、出口总压和出口静压(单位均为 Pa); 图 9 给出了总压损失系数沿着叶高的变化, 在之前后加载叶型的基础上演化来的“C”型正弯曲(弯角 25° 和 30°) 和“J”型正弯曲(弯角 25°); 在叶片未弯曲之前总压损失系数沿着叶高几乎为一条直线, 而顶部压损较大, 根部压损较小, 弯曲之后总压损失系数沿着叶高为“C”型分布, 在根部和顶部的损失系数有所降低, 在中间部分压力损失系数则有所提高, 这是因为两端壁的流动有很大一部分被吸引到主流区, 虽然可以减小端壁的二次流损失, 但将边界层吸到主流区也要损耗一部分能量, 因此中部的损失系数有所增加; 但总的压力损失还是有所降低, 正弯叶片造成压力沿着叶高方向更为均匀合理, 由于弯曲叶片吸力面和压力面之间

的压差小于常规叶片,这等于从两端壁上削弱了横向二次流,但不是任何一个弯角都会使级效率提高,只有当端壁减小的二次流损失能抵消叶型损失的增加,这样的弯曲才比较合理。本研究所使用的叶栅合理的弯角范围为 $25^{\circ} - 30^{\circ}$ 。

3 结 论

(1) 为了提高低速工况的级效率,静叶顶部给不超过 5° 的负攻角,在动叶叶顶位置给不超过 20° 的负攻角,根部给小于 3° 的负攻角,这样做会略微降低额定工况的功率,却能大大提高低工况的经济性。

(2) 从两个工况下的单级级效率来看,在后加载叶型基础上的弯扭叶片性能最好,后加载叶型次之,通过合理控制沿着叶高方向的出口气流角,使得反动度沿着叶高更为均匀,也间接的证明了可控涡的设计方法优于等环量设计方法。

(3) 叶片的正弯曲可以有效降低二次流损失,同时也导致其它损失的增加,因此叶片弯扭成型法同其它方法配合能提高效率;在同样的进排汽参数下,“C”型正弯叶片在两个工况下的效率均高于“J”型正弯叶片,对于本研究讨论的叶栅 $25^{\circ} - 30^{\circ}$ 的弯角最为合理。

参考文献:

- [1] 刘顺隆. 船舶涡轮机原理 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨船舶工程学院出版社, 1990: 160 - 164.
LIU Shun-long. Marine turbine theory [M]. Harbin, Harbin Engineering University Press, 1990: 160 - 164.
- [2] 王仲奇, 秦 仁. 透平机械原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
WANG Zhong-qi, QIN Ren. Turbo-machinery theory [M]. Beijing, Mechanical Industry Press, 1988.
- [3] 李 军, 孙 奇. 前加载和后加载叶片气动性能的数值研究 [J]. 动力工程, 2007, 27(6): 835 - 839.
LI Jun, SUN Qi. Numerical study of the aerodynamic performance of a fore and rear-loaded blade [J]. Journal of Power Engineering, 2007, 27(6): 835 - 839.
- [4] 李宇峰, 黄 钢. 空冷汽轮机低压末级系列长叶片的研制 [J]. 热力透平, 2007, 36(1): 45 - 48.
LI Yu-feng, HUANG Gang. Development of LP last-stage series long blades for air-cooled steam turbines [J]. Thermal Turbine, 2007, 36(1): 45 - 48.
- [5] 冯子明, 韩万金. 后加载正弯静叶栅气动性能试验研究 [J]. 实验流体力学, 2009, 23(1): 56 - 59.
FENG Zi-ming, HAN Wan-jin. Experimental study of the aerodynamic performance of a rear-loaded positively-bowed blade [J]. Experiment Fluid Mechanics, 2009, 23(1): 56 - 59.
- [6] 陈绍文, 卞兆喜. 冲角对高负荷正弯叶栅壁面静压影响的实验研究 [J]. 热能动力工程, 2008, 23(5): 468 - 472.
CHEN Shao-wen, BIAN Zhao-xi. Experimental study of the influence of the attack angle on the static pressure on the wall surface of a high-load positively-bowed cascade [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2008, 23(5): 468 - 472.
- [7] 孙大伟, 乔渭阳. 不同冲角对涡轮叶栅损失的影响 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(7): 1232 - 1239.
SUN Da-wei, QIAO Wei-yang. Influence of various attack angles on the losses in a turbine cascade [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(7): 1232 - 1239.

(孙显辉 编辑)

基于自组织网络的燃气轮机燃料系统的故障诊断研究 = **Study of the Fault Diagnosis of a Gas Turbine Fuel System Based on a Self-organized Network** [刊 汉] YI Shuang , LI Shu-ying (College of power and energy engineering , Harbin Engineering University , Harbin , China , Post Code: 150001) , XU Zhi-qiang , YANG Zheng-wei (CSIC Harbin No. 703 Research Institute , Harbin , China , Post Code: 150078) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29(3) . - 238 - 241

In the light of such specific features as several signs of a fault during the actual operation of the fuel system of a gas turbine and difficulty in obtaining single and standard fault data , put forward was a method for diagnosing any faults of a fuel system based on a self-organized neural network. The method in question chosen proper fault characteristic parameters of the fuel system to form a sound and correct analytic network for diagnosing any faults by establishing a model for diagnosing faults of a fuel system. With the operating state of the fuel system of an industrial gas turbine serving as an example to conduct an analysis , the operation data of the following three monitoring parameters were chosen as the sample input for the fault diagnostic model , namely , the opening degree of the gas valve , pressure difference of the gas valve and gas control pressure , and the three types of commonly seen fault were chosen as the output of the network , namely , gas pipeline leakage , clogging of the gas filter and fault of the gas valve. With the actual operation data serving as the sample of the network under the test , the actual operation fault of the gas turbine in question was tested. The test results show that the method under discussion can be used to effectively diagnose three typical faults of the fuel system and at the same time can support on-line diagnosis , thus meriting a relatively good application value for engineering projects. **Key words:** fault diagnosis , self-organized neural network , gas turbine , fuel system

船用汽轮机变工况长叶片技术研究 = **Study of Long Blade Technologies for Marine Steam Turbines Under the Off-design Operating Conditions** [刊 汉] KANG Lei , ZHANG Xiu-feng , WANG Chao (CSIC Harbin No. 703 Research Institute , Harbin , China , Post Code: 150078) , LUO Xiao-ming (Harbin Steam Turbine Works Co. Ltd. , Harbin , China , Post Code: 150040) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014 29(3) . - 242 - 248

Marine steam turbines are characterized by their multiple operating conditions and variable rotating speeds etc. actual operating peculiarities. The authors have performed an aerodynamic optimization of the long blades in the last stage of a low pressure steam turbine under the multi-operating conditions by using a numerical simulation method and a contrast and analysis of the overall performance and loss coefficients of the prototype blade , retrofitted blade and bent blade under two operating conditions. The research results show that the retrofitted blade and bent blade can make the reaction of the blade along the blade height be more uniform and through the optimization , the attack angle values along the blade height under the off-design operating conditions are smaller , thus enhancing the effi-

ciency by 0.5% – 1% at the rated load while heightening the economic performance under the low load operating conditions far more than those above-mentioned. The retrofitted blade and rear-loaded blade can enhance the performance under the off-design operating conditions by around 4% and 7% ,thus attaining the original intention: under the precondition that the efficiency at the rated load is not becoming lower ,the economic performance under the low load operating conditions can enhance by a large margin. **Key words:** off-design operating condition ,long blade ,bowed and twisted blade ,secondary flow ,boundary layer ,numerical simulation

抽汽-乏汽联合回热对低温蒸汽 ORC 系统热力性能影响 = **Study of the Influence of the Extraction Steam-Exhaust Steam Combined Recuperation on the Thermal Performance of a Low Temperature Steam ORC System** [刊 汉] YANG Xin-le ,HUANG Fei-fei ,DAI Wen-zhi ,DONG Si-han (College of Mechanical Engineering , Liaoning Engineering Technology University ,Fuxin ,China ,Post Code: 123000) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2014 29(3) . – 249 – 255

To fully recover the steam produced from low temperature waste heat during the hot exploitation of mineral resources in the tail portion ,in line with the first and second law of thermodynamics and on the basis of an independent extraction steam recuperation and independent exhaust steam recuperation system ,proposed was a new type extraction steam-exhaust steam combined recuperation system and established was an extraction steam-exhaust steam combined recuperation theoretical model with the low temperature steam serving as the heat source. By preparing a calculation program ,the authors analyzed respectively the thermodynamic performance of an ORC cycle with steam extracted , exhaust steam recuperation ORC cycle and combined recuperation ORC cycle and compared with that of an ORC cycle with no steam extracted. The research results show that all the thermal efficiency ,net output power and exergy efficiency of the three recuperation cycles will increase with an increase of the evaporation pressure ,among them , the combined recuperation cycle has the best thermal performance ,the thermal efficiency ,net output power and exergy efficiency hitting 11.37% ,7 593 kW and 51.9% respectively and 19.6% ,12.5% and 15.1% respectively higher than those of the ORC cycle with no steam extracted under the same operating conditions. For the exergy loss by unit power consumption ,various cycles will exhibit a gradual descending tendency with an increase of the evaporation pressure and the ranking of the exergy loss for unit power consumption can be listed as follows: combined recuperation cycle < extraction steam cycle < ORC cycle with no steam extracted. When the evaporation temperature is 105 °C ,the corresponding exergy losses for unit power consumption are 0.91 ,0.95 ,1.06 and 1.22 respectively. In the meantime ,at the same extraction steam pressure ,the extraction steam coefficient of the combined recuperation cycle α will be lower than that of the independent extraction steam recuperation cycle. Under the condition that the mass flow rate of the working medium is basically the same ,the combined recuperation cycle will result in better thermal performance. **Key words:** low temperature waste heat steam ,organic Rankine cycle ,steam extraction and