

主抽气器工作特性试验研究

许 恒, 宋志刚, 朱胜国, 窦康宁

(中国船舶重工集团公司第七〇三研究所 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要: 以两级蒸汽喷射器、两级冷却器的结构形式主抽气器为研究对象, 通过台架性能试验的方法, 对主抽气器试验件工作特性进行了充分的试验研究。试验结果表明: 按传统的热力计算方法设计的主抽气器各项试验数据满足设计指标要求; 存在最佳喷嘴与扩散管间距值, 此时主抽气器抽吸能力最强; 主抽气器工作能力受到系统参数(工作蒸汽压力、温度、冷却水流量)的影响; 冷却器传热系数整体估算方法偏于保守, 建议在工程设计中, I 级冷却器传热系数选取在 $450 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, II 级冷却器传热系数选取在 $380 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

关 键 词: 主抽气器; 工作特性; 试验分析

中图分类号: TK264.1 文献标识码: A

引 言

汽轮机组用抽气设备种类很多。目前, 国内电站机组采用的抽气设备主要有 3 种: 射汽式抽气器、射水式抽气器和真空泵。根据系统抽真空需求, 射汽式抽气器又分为双级射汽式抽气器和多级射汽式抽气器, 有时为了加快机组的启动速度, 还会增设启动抽气器。射汽式抽气器的主要特点是: 对抽吸介质无严格要求、工作压力范围较广、结构简单、制造成本较低、没有转动部件、运行稳定可靠和操作维修方便等。

本研究的主抽气器为射汽式抽气器, 由两级蒸汽喷射式抽气器和两级表面式冷却器组成, 两级抽气器为串联形式, 抽气器内设有喷嘴、扩散管。主抽气器结构如图 1 所示, 抽气器内部结构如图 2 所示。

工作蒸汽在 I 级抽气器喷嘴中加速形成超音速射流, 在喷嘴出口处形成真空, 从而抽吸凝汽器内空气及未凝结气体进入扩散管, 在扩散管混合室内混合均匀形成单一流体, 经过扩散段减速扩压后进入 I 级冷却器冷却, 未凝结气体被 II 级抽气器抽吸, 排入 II 级冷却器冷却后, 空气和少量未凝气体排入大气。

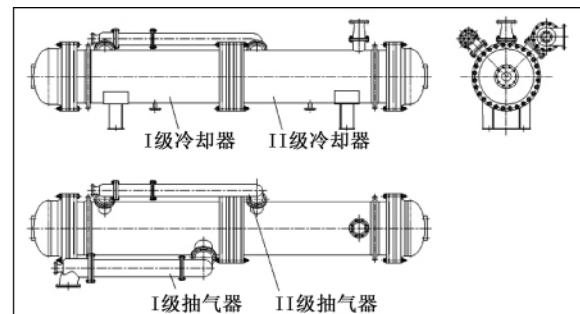


图 1 主抽气器结构简图

Fig. 1 Sketch showing the structure of a main air ejector

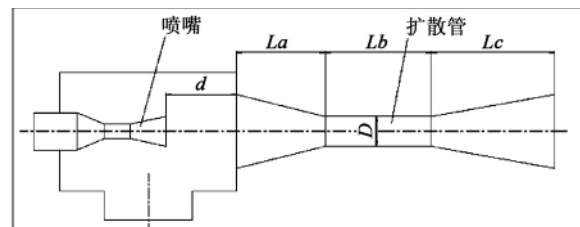


图 2 抽气器结构简图

Fig. 2 Sketch showing the structure of the main air ejector

传统的主抽气器热力计算中, 部分参数根据经验选取, 如抽吸气体量、喷嘴的速度系数和冷却器的传热系数等, 导致主抽气器运行参数与设计值有一定的偏差。受汽源条件、试验台架和经费等方面的影响, 目前国内基本上没有对主抽气器整体性能进行深入的试验研究分析, 主要的研究方向集中在抽气器内部流场模拟计算及结构优化方面。本研究通过主抽气器试验件在台架的综合性能试验, 对主抽气器性能进行了全面考核, 同时通过调整抽气器内喷嘴出口与扩散管进口之间的间距和系统参数, 对主抽气器在各种不同参数下的工作能力进行了试验, 掌握了主抽气器变参数条件下的工作性能, 结合试验数据, 核算了主抽气器冷却器的传热系数。

收稿日期: 2012 - 06 - 11; 修订日期: 2012 - 08 - 14

作者简介: 许 恒(1979 -), 男, 湖北黄石人, 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所高级工程师。

1 试验件及试验系统

1.1 试验件设计

主抽气器试验件主要由 I 级冷却器、II 级冷却器、I 级抽气器、II 级抽气器、水室和逆止阀等组成，两级冷却器轴向各设置一个全周膨胀节。壳侧介质为蒸汽和空气混合物，壳体材料为 06Cr19Ni10，管侧介质为循环水，单流程，管材为 BFe30-1-1，规格为 $\phi 16 \times 1$ ，换热管节距 22 mm，管侧循环水设计流速为 1.56 m/s。主抽气器试验件主要设计参数如表 1 所示。

表 1 主抽气器设计数据汇总表

Tab.1 Summing-up of the design data of the main air ejector

名称	数值
工作蒸汽压力/MPa	2.7(a)
工作蒸汽焓值/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2962.6
空气引射量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	60
蒸引射量汽/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	184
引射压力/MPa	0.024(a)
冷却水流量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	70 000
冷却水温度/ $^{\circ}\text{C}$	24
耗汽量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	594
排气温度/ $^{\circ}\text{C}$	40
I 级冷却面积/ m^2	23
II 级冷却面积/ m^2	23

1.2 试验系统简介

试验系统简图如图 3 所示。主要由供水系统、蒸汽系统、冷凝系统、造汽系统、数采及控制系统等组成。锅炉产生的高温高压蒸汽经过减温减压器进入试验系统，通过调节阀分配给各用汽设备，作为加热蒸汽或工作蒸汽供设备使用。进入试验件的工作蒸汽通过喷嘴后，压力降低，压力能转化为动能，高速流动的蒸汽在混合室形成真空，将造汽模拟装置的汽水混合物抽走，确保造汽模拟装置的真空；加热蒸汽进入造汽模拟装置通过表面式换热来加热除盐水产生饱和蒸汽，饱和蒸汽与通过管路进入造汽模拟装置的空气混合后被试验件抽吸，工作蒸汽与汽水混合物在扩散管内充分混合后进入试验件冷却器，与冷却水通过表面式换热后，大部分蒸汽冷凝，凝结水通过疏水阀排入凝汽器中，少量未凝结蒸汽与空气排入大气，试验件冷却器内疏水排入凝汽器，

凝汽器内部真空由真空泵来保证。

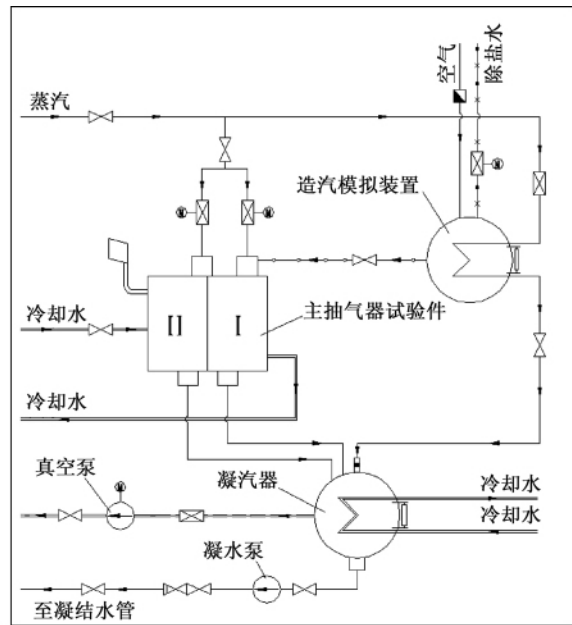


图 3 主抽气器试验系统简图

Fig.3 Schematic diagram of the test system for the main air ejector

2 试验内容与结果分析

2.1 试验内容

试验件安装完毕后，进行的试验内容如图 4 所示。

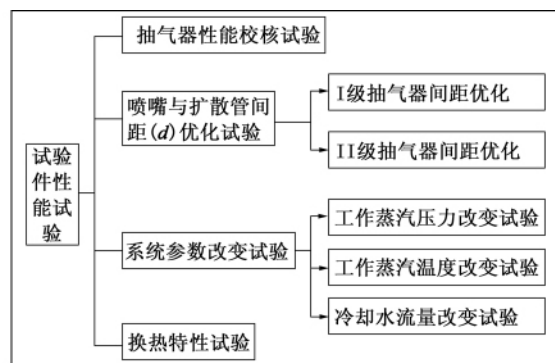


图 4 试验件性能试验项目

Fig.4 Items of the performance test of the test piece

2.2 试验数据及分析

2.2.1 试验件性能校核试验

在设计参数条件下，对主抽气器试验件进行热力性能和抽气能力的性能校核，表 2 为主要试验数据记录表。

表 2 试验件性能校核试验数据记录表

Tab. 2 Sheet for recording the data of the performance check test of the test piece

工作蒸汽		引射气体				排汽温度/℃
压力 /MPa	温度 /℃	温度 /℃	压力 /MPa	流量/kg·h ⁻¹		
				空气	蒸汽	
2.6888	285	56.8	0.016	60	180.8	34.8
2.6874	283	56.1	0.016	60	186.1	34.8
2.6837	283.5	55.2	0.016	60	192.9	34.6

由表 1 和表 2 可知,在工作蒸汽参数相同的情况下,主抽气器试验件引射流量满足设计值要求,引射压力和排气温度均低于设计值,证明试验件抽气能力更强,验证了传统设计方法的正确性。

2.2.2 喷嘴与扩散管间距(d)优化试验

调整 I 级、II 级抽气器喷嘴出口至扩散管进口的距离(以下统称间距),观察引射量与间距关系,试验件 I 级、II 级抽气器设计间距值分别为 40、10 mm。图 5、图 6 分别为 I 级抽气器、II 级抽气器间距与引射量的关系曲线图。

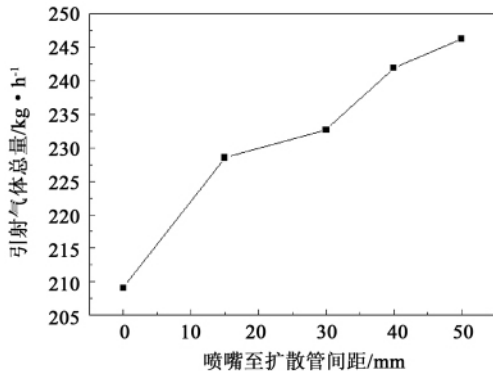


图 5 I 级抽气器间距与引射量关系曲线
Fig. 5 Interval of the Stage No. I ejector vs. the jet flow rate

由图 5 和图 6 可知 I 级、II 级抽气器间距值在设计点下满足引射流量需求; I 级抽气器最佳间距值为 50 mm, II 级抽气器最佳间距值为 10 mm; 同时试验验证了引射量随着间距值的变化有所变化。在工程应用中,当引射流量无法满足要求且差距不大的情况下,通过调整间距值来满足设计要求的方法是可行的。

2.2.3 系统参数改变试验

2.2.3.1 工作蒸汽压力改变试验

在其它设计值不变的情况下,引射气体流量为 70 kg/h 时,改变工作蒸汽压力,观察引射气体压力

与工作蒸汽压力之间的关系,做出了引射气体压力与工作蒸汽压力关系曲线,如图 7 所示。

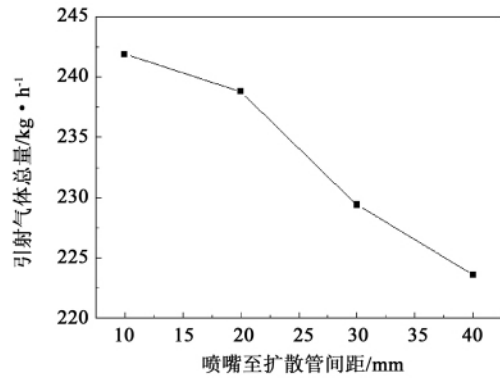


图 6 II 级抽气器间距与引射量关系曲线
Fig. 6 Interval of the Stage No. II ejector vs. the jet flow rate

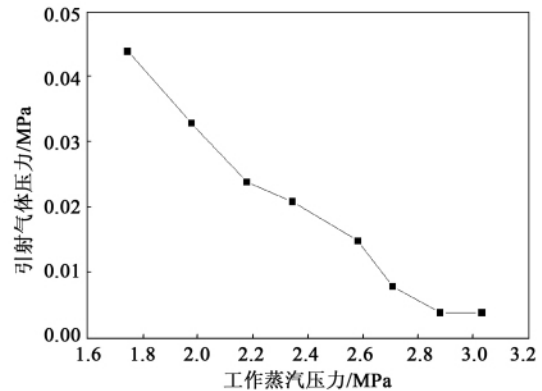


图 7 引射气体压力与工作蒸汽压力关系曲线
Fig. 7 Jet gas pressure vs. steam working pressure

由图 7 可知,在相同的引射流量情况下,工作蒸汽压力极大地影响着引射气体压力,随着工作蒸汽压力上升,引射气体压力逐渐减小;两者之间呈反比例的关系。

2.2.3.2 工作蒸汽温度改变试验

在其它设计值不变情况下,改变工作蒸汽温度,观察引射气体流量与工作蒸汽温度之间的关系。工作蒸汽温度与引射气体流量关系曲线如图 8 所示。

由图 8 可知,引射流量随着工作蒸汽温度的升高而略有增大,相比较工作蒸汽压力对引射流量的影响,工作蒸汽温度对引射流量的影响明显更小。

2.2.3.3 冷却水流量改变试验

其它设计值不变的情况下,改变冷却水流量,观察冷却水流量与冷却水温升之间的关系。冷却水流量与冷却水温升关系曲线如图 9 所示。

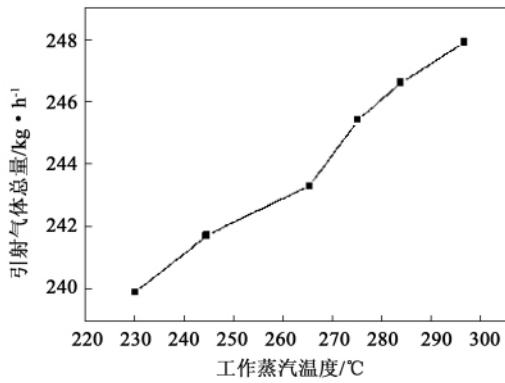


图 8 工作蒸汽温度与引射气体流量关系曲线

Fig. 8 Steam working temperature vs. gas jet flow rate

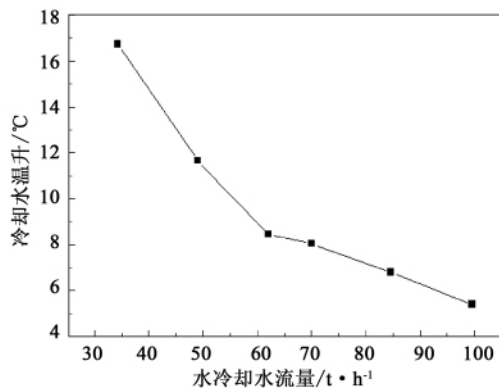


图 9 冷却水流量与冷却水温升关系曲线

Fig. 9 Cooling water flow rate vs. its temperature rise

由图 9 可知,冷却水流量与冷却水温升呈近似反比例关系,随着冷却水流量的增大,冷却水温升逐渐变小;冷却水流量与设备管侧阻力呈正比例关系,随着冷却水流量增大,管侧水阻力也逐渐变大。

2.2.4 换热特性试验

由于引射气体中掺杂着空气和蒸汽,以往的热力计算中传热系数都是采用整体估算的方法进行,本次试验中配置了大量的测量仪表,使得通过试验来核算传热系数成为了可能。表 3 为冷却器传热系数试验值和估算值的对比。

表 3 冷却器传热系数对比表

Tab. 3 Cooler heat transfer coefficient comparison table

	I 级冷却器	II 级冷却器
总的热负荷 / $\text{kJ} \cdot \text{h}^{-1}$	1496880	1025640
对数温差 / $^{\circ}\text{C}$	38.69	31.45
试验值 / $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	467	394
估算值 / $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	306	212
比例 /%	153	186

由表 3 可知, I 级、II 级冷却器传热系数试验值均比估算值大,其中 I 级冷却器传热系数试验值与估算值比例约为 153%, II 级冷却器传热系数试验值与估算值比例约为 186%,证明传统的传热系数整体估算方法偏保守。

3 结 论

通过主抽气器试验件在台架进行性能试验的方法,得到结论:

(1) 在工程应用中,采用传统的热力学理论结合经验的设计方法是可行的,满足工程实际需要;

(2) 间距值变化能在一定程度上影响主抽气器的工作能力,在工程应用中可以通过调整间距值,来改善主抽气器的工作性能;

(3) 系统各参数的变化对主抽气器工作能力产生影响,主抽气器可以在设计参数附近一定的范围内工作。工作蒸汽参数(压力、温度)的提高,主抽气器引射能力增强;增大冷却水流量可以降低排气温度和冷却水温升,但是冷却水水阻亦同样增大;

(4) 传统传热系数整体估算方法偏保守。考虑到设备长期运行后管内、外表面结垢,以及堵管等情况的影响,建议在工程设计中, I 级冷却器传热系数选取在 $450 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, II 级冷却器传热系数选取在 $380 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

参考文献:

[1] 齐复东,贾树本. 电站凝汽设备和冷却系统[M]. 北京: 水利电力出版社,1990.
 QI Fu-long, JIA Shu-ben. Utility steam condensing equipment and cooling systems [M]. Beijing: Water Conservation and Electric Power Press, 1990.

[2] 张卓澄. 大型电站凝器[M]. 北京: 机械工业出版社,1993.
 ZHANG Zhuo-cheng. Large-sized power plant condensers [M]. Beijing: Machine-building Industry Press, 1993.

[3] 杨善让. 汽轮机凝汽设备及运行管理[M]. 北京: 水利电力出版社,1993.
 YANG Shan-rang. Steam turbine steam condensing equipment and operation management [M]. Beijing: Water Conservation and Electric Power Press, 1993.

[4] 陆宏圻. 喷射技术的理论及应用[M]. 武汉: 武汉大学出版社,2004.
 LU Hong-qi. Theory and application of jet technology [M]. Wuhan: Wuhan University Press, 2004: 336 - 345.

[5] 陈效民. 喷射器结构参数优化设计[J]. 化学工程,1994(3): 71 - 73.
 CHEN Xiao-min. Optimized design of the structural parameters of an ejector[J]. Chemical Engineering, 1994(3): 71 - 73.

(丛 敏 编辑)

某型船用汽轮机静叶叶型优化的实验研究 = **Experimental Study of the Stator Blade Profile Optimization of a Marine Steam Turbine** [刊 汉] GAO Lei, ZHENG Qun, CHEN Hang (College of Energy Source and Power Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), LI Dian-xi (CSIC Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150078) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(2). - 126 ~ 129

To enhance the off-design performance of a high pressure steam turbine, the rear-loaded blade profiles were used to improve the stator blades in the two last stages of the above-mentioned turbine and the aerodynamic performance tests were performed of the prototype and improved blade plane cascade at various Mach numbers and attack angles. The test results show that the improved rear-loaded blade profiles can shorten the length of the counter-pressure gradient section at the outlet of the suction surface of the blade, thus reducing the counterpressure gradient value and enhancing the adaptability of the blades to various attack angles. In the meantime, the thin trailing edges of the rear-loaded blade profiles can reduce the width of the wake zone. In various versions, the blade loss of the improved blade profiles is invariably lower than that of the prototype. The test results show that to optimize the stator blade profiles and replace the diaphragms with new ones can both enhance the off-design condition performance of the high pressure steam turbine and produce better economic benefits. **Key words:** off-design condition, high pressure steam turbine, diaphragm, rear-loaded blade profile, aerodynamic performance

主抽气器工作特性试验研究 = **Experimental Study of the Operating Characteristics of a Main Air Ejector** [刊 汉] XU Heng, SONG Zhi-gang, ZHU Sheng-guo, et al (CSIC Harbin No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150078) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(2). - 130 ~ 133

With a main air ejector having a two-stage steam ejector and cooler serving as the object of study, through a method for performance tests on a test rig, experimentally studied in a comprehensive way were the operating characteristics of the test piece of a main air ejector. The test results show that various test data of the main air ejector designed by using the traditional thermal calculation method can meet the requirements for the design indexes and there exists an optimum spacing between the nozzle and diffuser at which the main air ejector has the biggest extraction capacity. The capacity of the main air ejector will be influenced by the parameters of the system (pressure and temperature of the working steam and cooling water flow rate) and the method for estimating heat transfer coefficient of the cooler as a whole is on the conservative side, thus it is suggested that in the engineering design, the heat transfer coefficient of the stage I cooler should be chosen as $450 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ and the stage II cooler as $380 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. **Key words:** main air ejector, operating characteristics, experimental analysis