

600MW汽轮机主油泵和油涡轮国产化 及性能试验

彭 立

(东方汽轮机有限公司, 四川 德阳, 618000)

摘 要: 介绍了600MW汽轮机主油泵、油涡轮国产化的背景及过程。并对国产化后的主油泵、油涡轮性能进行了详细的试验研究。

关键词: 主油泵; 油涡轮; 国产化; 试验研究

Localization and Performance Test for Main Oil Pump and Oil Booster of 600MW Steam Turbine

Peng Li

(Dongfang Turbine Co., Ltd. Deyang Sichuan 618000)

Abstract: This article describes cause and process of 600MW steam turbine main oil pump and oil booster Localization, and detailed performance test for the main oil pump and the oil booster.

Key words: the main oil pump, the oil booster, localization, performance test

0 引言

东汽600MW汽轮机润滑油系统中的核心部套主油泵和油涡轮一直从国外进口, 不仅价格昂贵, 还不能保证交货期。东汽通过自主设计, 与制造单位一起, 完成了主油泵和油涡轮的实物制造。在对原油系统试验台进行了大规模的改造以后, 完成了对主油泵和油涡轮的各项性能测试, 并与进口产品进行了对比试验。

1 试验装置和测试技术

1.1 试验系统简介

主油泵试验系统及主要测点见图1。

油涡轮试验系统及主要测点见图2。

试验台的最高转速为4000r/min, 油系统供油能力可达8300L/min, 系统承压为2.5MPa, 主油箱正常储油量为28m³。

试验装置系统主要组成如下:

- (1) 920kW直流发电机组成的直流电源。
- (2) 功率为850kW, 由6~1450r/min无级调速的直流电动机和可控硅调速系统。
- (3) 速比为1: 2.66的增速齿轮箱。
- (4) 主、辅机控制系统。
- (5) 油系统、循环水冷却系统。
- (6) 测试系统。

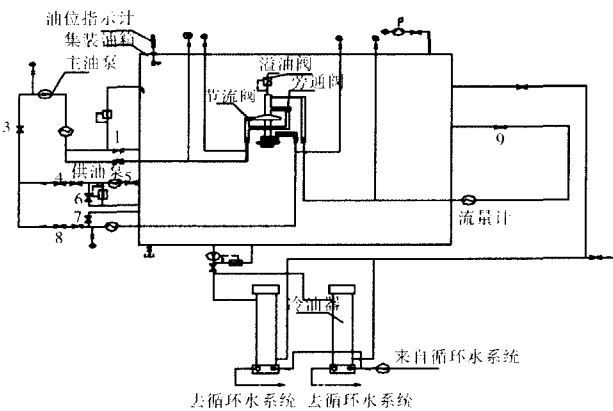


图1 主油泵试验原理图

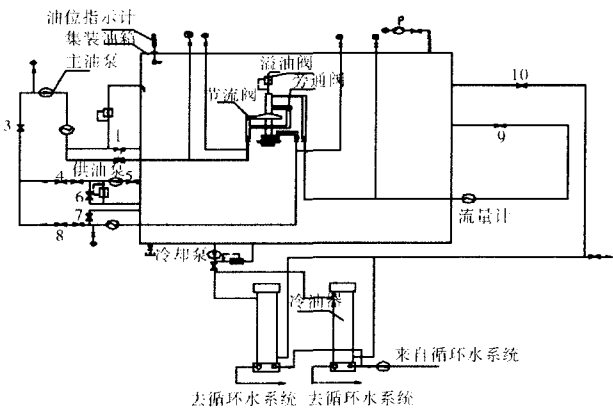


图2 油涡轮试验原理图

1.2 测试技术

试验共布置了20余个测点，进行水温、水压、油温、油压、流量、转速、电流、电压测量。

1.2.1 油压测量

电动供油泵出口装有就地油压测点，主油泵进出油口均安装了压力表就地测量和压力变送器远程测量。

1.2.2 油温测量

冷油器进出口水温、油温均安装了双金属温度计就地测量。油箱、主油泵进口均安装了铠装铂热电阻温度计远程测量。

1.2.3 流量测量

在主油泵出口管道和升压泵出口管道上分别安装了两副探头，用同一台进口的超声波非接触式流量计进行测量。为检验其精度，西华大学利用流量池对其做了标定试验。

1.2.4 功率测量

通过测量直流电动机的驱动电流和电压，计算出主油泵的功耗。

1.2.5 转速测量

转速测量采用本特利位移传感器，配DVF-2系统进行测量。

1.3 试验内容及步骤

主油泵和油涡轮试验分别按《主油泵实验规程》和《油涡轮实验规程》进行。

2 主油泵和油涡轮分项试验结果及分析

2.1 国产及日立主油泵3000r/min正常胀差试验结果比较

2.1.1 试验结果（见表1与图3）

表1 国产及日立主油泵3000r/min正常胀差试验结果比较

	主油泵入口 压力（MPa）	主油泵出口流量 比值（中/日）	主油泵入口 压力（MPa）	电机功率kW 比值（中/日）
1	1.51	1.24	0.1	1.18
2	1.37	0.98	0.1	0.99
3	1.3	0.98	0.1	0.99
4	1.2	1.02	0.1	1.03
5	1.0	1.1	0.1	1.11

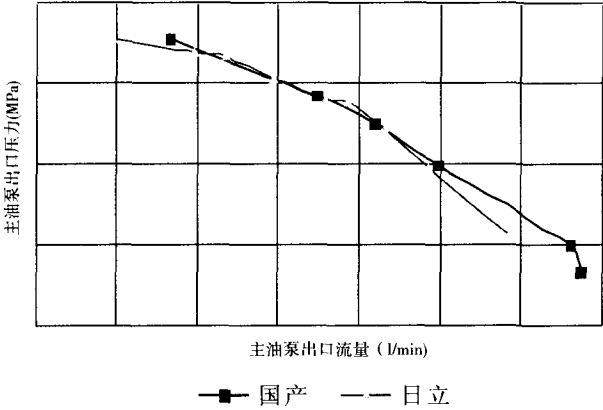


图3 国产、日立主油泵P-Q曲线比较

2.1.2 效率计算及比较

以设计点参数进行效率计算

$\eta_{\text{中}}=68\% ; \eta_{\text{H}}=68\%$

2.2 国产主油泵其它试验结果

2.2.1 3000r/min正常胀差变入口油压性能试验结果 (见表2与图4)

表2 3000r/min正常胀差变入口油压性能试验结果

	1	2	3	4	5	6	7	8
入口油压 (MPa)	0.16	0.12	0.1	0.08	0.06	0.04	0.02	0.01
出口油压 (MPa)	1.41	1.38	1.37	1.33	1.31	1.18	0.93	0.79

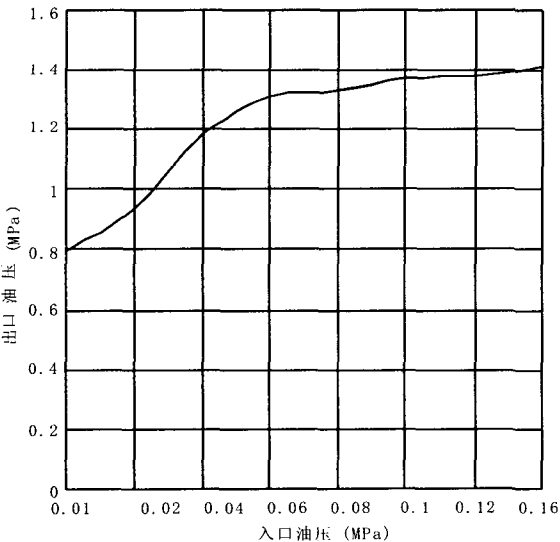


图4 主油泵出-入口油压关系曲线

2.2.2 正常胀差变转速性能试验结果
(见表3、图5与图6)

表3 正常胀差变转速性能试验结果

转速 r/min	入口油压 MPa	出口油压 MPa	油温 ℃
1000	0.25	0.36	63
1500	0.21	0.52	63
2160	0.18	0.82	63
2250	0.17	0.89	63
2550	0.15	1.05	63
2850	0.125	1.26	62
3100	0.1	1.45	61

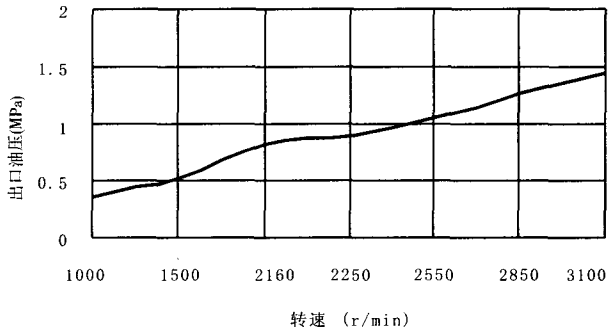


图5 主油泵出口油压-转速关系曲线

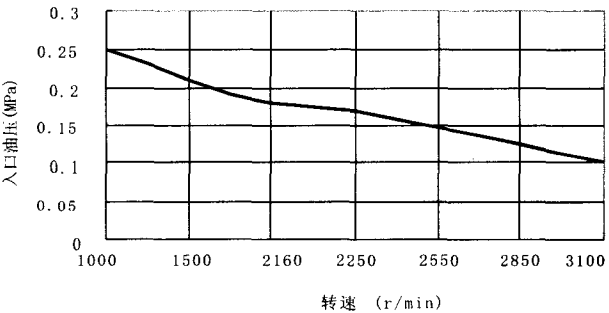


图6 主油泵入口油压-转速关系曲线

2.2.3 3000r/min正常，最大正、负胀差性能试验比较

本次比较试验是以试验叶轮进行的实验，该叶轮出力偏小，但其结果用于比较试验，其结果还是可靠的 (见表4、表5、表6与图7)。

表4 3000r/min正常胀差性能试验结果

	主油泵出口 压力P (MPa)	主油泵出口 流量Q (l/min)	主油泵入口 压力 (MPa)
1	0.82	7893	0.1
2	1.0	7379	0.1
3	1.2	5937	0.1
4	1.37	4671	0.1

表5 3000r/min最大负胀差 (-5mm) 性能试验结果

	主油泵出口 压力P (MPa)	主油泵出口 流量Q (l/min)	主油泵入口 压力 (MPa)
1	0.88	7531	0.1
2	0.105	6453	0.1
3	1.21	5799	0.1
4	1.3	5035	0.1

表6 3000r/min最大正胀差 (+10mm) 性能试验结果

	主油泵出口 压力P (MPa)	主油泵出口 流量Q (l/min)	主油泵入口 压力 (MPa)
1	0.85	7300	0.1
2	1.0	6620	0.1
3	1.21	5500	0.1
4	1.33	4520	0.1

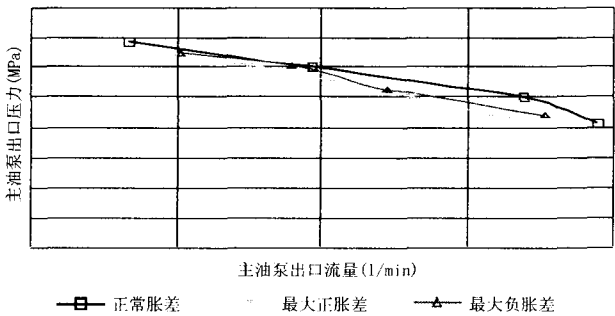


图7 主油泵各种胀差下的P-Q曲线

表7 国产-日立油涡轮试验结果比较

升压泵 出口压力 比值 (中/日)	升压泵 出口流量 比值 (中/日)	油涡轮 进口压力 MPa	油涡轮 出口压力 MPa	油涡轮 转速比值 (中/日)	油温 ℃
1.03	1.15	1.03	0.27	1.02	60 55
1.0	1.19	1.03	0.27	1.02	58 55
1.0	1.0	1.03	0.27	1.0	58 55
1.0	1.15	1.03	0.27	0.98	58 55
0.98	1.28	1.03	0.27	0.99	52 55
1.0	1.1	1.03	0.27	0.98	45 55

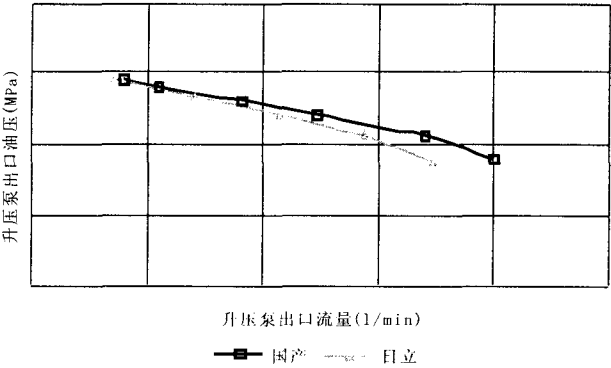


图8 中、日油涡轮升压泵P-Q曲线比较

2.4 国产主油泵和油涡轮联动试验结果

实验中逐渐将油涡轮升压泵出口流量导入主油泵入口，关小供油泵出口阀直至停供油泵，实现了主油泵和油涡轮联动试验，结果见表8，主油泵和油涡轮运行正常。

表8 国产主油泵和油涡轮联动试验结果

序号	主油泵 进口 油压 (MPa)	主油泵 出口 油压 (MPa)	升压泵 出口 油压 (MPa)	油涡轮 控制 油压 (MPa)	油涡轮 进口 油压 (喷嘴后) (MPa)	油涡轮 出口 油压 (MPa)	阀门 开启 状态
1	0.118	1.48	0.258	1.25	1.23	0.34	联动后， 节流阀全 开，通过 调整旁通 阀，以达 到升压泵 出口油压
2	0.11	1.5	0.24	1.25	1.23	0.45	
3	0.17	1.56	0.29	1.32	1.3	0.36	

3 国产主油泵和油涡轮解体检查结果

2.3 国产-日立油涡轮试验结果比较

日立油涡轮试验结果见表7与图8。

(下转第39页)

定性较好，为便于分析不同紊流模型对轴承稳定性影响。本文选择了轴承的轻载工况进行分析，见图8。分析结果显示，相比其它紊流模型而言，采用青木弘紊流模型对轴承稳定性的分析结果最为安全。图9为采用青木弘紊流模型分析的轴承C稳定性图。图中绘出了6种转子刚度(分别为 $1.0\times10^6\text{N/m}$ 、 $1.0\times10^7\text{N/m}$ 、 $3.0\times10^7\text{N/m}$ 、 $3.0\times10^8\text{N/m}$ 、 $3.0\times10^9\text{N/m}$ 、 $3.0\times10^{10}\text{N/m}$)，轴承C在不同载荷下的失稳转速曲线。曲线下方的转速区域为稳定区域，曲线上方的转速区域为不稳定区域。结果显示转子刚度在所计算的范围内时，额定载荷下的轴承均是安全的，并有足够稳定裕度，其失稳转速远高于3750r/min，满足机组对失稳转速的要求。

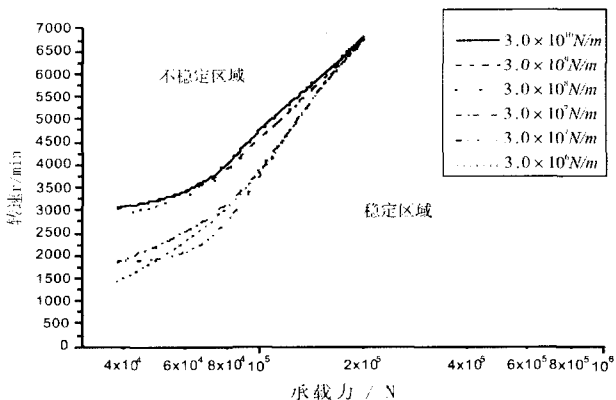


图9 轴承C的稳定性图

3 结论

(1) 紊流模型对大机组轴承的性能分析有较大影响。与青木弘模型的计算结果相比其它三种模型计算结果偏大。对于轴承C，在额定载荷下(33.77吨)，采用不同模型计算的流量最大相差17.6%；最小油膜厚度的最大相差值为6 μm 。油膜

平均温升相差超过40%。

(2) 目前紊流理论还不完善，本文中提到的四种紊流模型都很难从本质上描述紊流，但在合适的应用范围内，可以对工程问题进行较好的分析。找到它们各自最适宜的应用范围对工程计算有着实际意义。通过仿真结果与现有实验结果的对比分析显示，从流量的角度而言，纯紊流工况轴承流量可采用青木弘模型计算；对处于层紊流过渡区轴承流量可采用Ng-Pan模型计算。

(3) 轴承C(1000MW机组轴承)在轻载条件(载荷为3.4吨)下的分析结果显示，从稳定性的角度而言，采用青木弘紊流模型分析轴承稳定性更为保守。

参考文献

- [1] Bouard L, Fillon M, Frene J. Comparison between three turbulent models-application to thermohydrodynamic performances of tilting-pad journal bearings[J]. Tribology International. 1996, 29(1): 11-18
- [2] 郭力, 许辉, 李波, et al. 紊流条件下滑动轴承动特性研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版). 1997 (06)
- [3] 诸文俊, 张言羊. 滑动轴承油膜从层流到紊流过渡区域的研究[J]. 西安交通大学学报. 1991 (03)
- [4] 廖先禄, 郭力. 高速紊流液体动静压混合轴承理论分析[J]. 润滑与密封. 2002(02)
- [5] 中华人民共和国机械工业部. 标准[J]. 1989
- [6] 徐海波, 朱均. 径向滑动轴承中流体从层流到紊流的流动分析和转变判据研究[J]. 西安交通大学学报. 1993(03)
- [7] 中国动力工程学会, 火力发电设备技术手册 第二卷: 汽轮机, 北京: 机械工业出版社, 1998.12
- [8] Feng Ji, Yong Guo, Ling Yang, Weijun Zhao Xiaoyang Yuan, Turbulent Model Analysis and Experimental Research for Lubrication Performance of Large Power Units Journal Bearing, ICIEA2009,6

(上接第15页)

经检查，油涡轮无明显动静相碰痕迹，支持轴承内表面无明显拉毛，推力轴承工作面无明显损伤。

4 结论

通过试验，可以得出结论，国产主油泵和油涡轮性能参数基本达到设计值，可以投产。另外还发现，当主油泵叶轮处于正负极限胀差时，其出力比正常胀差时小，但差别不大。主油泵入口油压降至0.07MPa时，其出口油压明显下降。