

压气机级间喷水燃气轮机的实验研究

李淑英, 张正一, 孙聿峰, 王 松

(哈尔滨工程大学 动力工程系, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要:文中给出了在 S1A-02 燃机上进行压气机级间喷水的实验方案, 并给出按等功率及等涡轮出口温度运行条件下, 发动机各主要性能参数在不同工况下随喷水量的变化规律。依据实验, 总结出压气机级间喷水对燃机性能影响的结论。

关 键 词:压气机; 级间喷水; 燃气轮机实验

中图分类号: TK474.8 文献标识码: B

1 引言

燃气涡轮发动机的一重要特点就是涡轮发出的约 2/3 的功率用于带动压气机。大气环境温度越高时, 它的份额越大, 因而导致燃气涡轮发动机额定功率的下降。解决这一问题可采用许多方法, 但是最简单的方法是向压气机喷水。如果进口喷水只能应用于夏季(冬季易结冰), 从全年都可用的角度出发, 采用压气机级间喷水来降低压缩过程气体温度, 从而达到减小压缩功的目的。向燃气涡轮发动机的压缩空气中喷水, 使其气动热力过程变为非常复杂, 并有许多特点, 这与具体发动机的结构密切相关。因而采用实验的方法来确定燃气涡轮发动机喷水后特性是最为可靠和合理的方法, 并可验证理论分析结果。

本试验用的是日本川崎重工生产的 S1A-02 小型燃气轮机, 依据其结构特点, 在二级离心式压气机级间外壳上开了 6 个 $\Phi 12$ 孔口。孔口的位置是在压气机叶片扩压器后面下游, 处于无叶扩压器的通道之中。水经喷嘴从孔口喷入到第一级压气机后下游的压缩空气中, 水滴雾化和破碎, 并吸收压缩空气的热量, 而使进入第二级压气机的气流温度降低。有部分没有完全蒸发的水滴会随同气流进入第二级压气机中, 在第二级压气机内继续蒸发实现“湿压缩”的过程。湿压缩能减少压缩功, 提高了燃气轮机的功率。

2 实验目的

首先, 实现燃气轮机装置中压气机级间喷水。其次, 研究燃气轮机装置喷水系统, 验证此系统可靠性。再者, 研究喷水量对燃气轮机装置性能影响。

3 实验设备

实验设备如图 1 所示。主要包括 S1A-02 甲小型燃气轮机, D650 型水力测功器, 供水系统及测量系统。

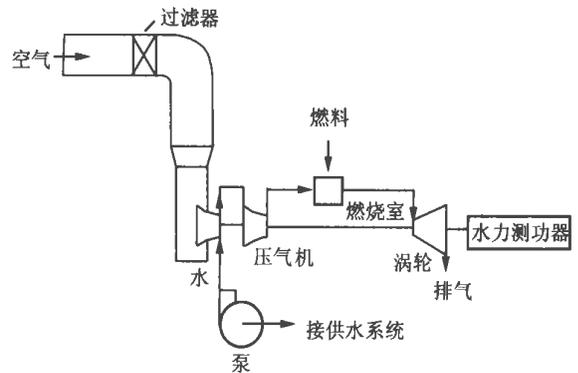


图 1 实验装置示意图

S1A-02 燃气轮机是日本川崎重工生产的应急电站用单轴燃气轮机, 由两级离心式压气机、两级轴流式涡轮以及一个单管回流式燃烧室组成, 通过减速器前输出功率, 等转速调节。主要性能如下(标准大气条件下):

持续功率: 221 kW, 备用功率: 228 kW, 额定压比: 9, 额定质量流量: 1.75 kg/s, 涡轮转速: 53 000 r/min, 输出轴转速: 1 500 r/min。

测量系统: D650 型水力测功器用于吸收并测量动力装置发出的功率, 其最高转速为 3 500 r/min, 可

吸收的最大功率为 478 kW, 用浮子流量计测量喷入水的流量, 压力表测量喷水压力, 用热电偶分别测量压气机第一级出口温度、压气机第二级出口温度及涡轮出口排温。燃油耗量用 700 mL 容积计量器测出消耗时间。转速用手持式充电转速表测量, 压气机出口压力用燃机本身压力表指示, 压气机进口, 涡轮出口压力均由 U 型管压力计测量。

供水系统由泵、储水容器及管路等组成, 如图 2 所示。在实验过程中, 水由半圆形的分喷环供给喷嘴, 特制的直通式压力喷嘴所产生的液滴进入压气机, 随流蒸发。

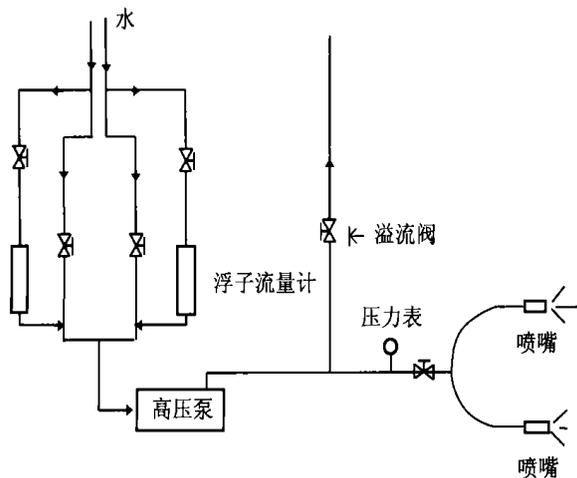


图 2 水系统

4 实验方案确定

4.1 喷水量确定及喷嘴位置确定

航空发动机做吞水实验一般不大于空气流量的 5%, 由所发表的进口喷水及级间喷水文献可知, 喷水量都不大于 3%, 因此本实验为安全起见, 喷入水量最大不超过空气流量 3%。在级间设置的 6 个喷入孔中, 只用其中两个安装喷嘴就能满足喷入水流量要求(由喷嘴实验可知)。由雾化实验可知, 喷嘴喷射与气流方向成 180°(逆流吹入)雾化效果好。因此, 喷嘴的喷射方向与气流方向成 180°, 为了解不同喷水量对发动机的特性影响, 通过调节水系统回流阀, 控制喷入水量分别为 32 L/h, 64 L/h, 96 L/h, 128 L/h 时测试记录 S1A-02 甲的各有关参数。

4.2 S1A-02 燃机工作状态确定

为了解喷水后对变工况性能影响, 首先分别在 1/4 工况、1/2 工况和 3/4 工况下保持功率不变, 进行不同喷水量性能实验。其次在 1/4 工况和 3/4 工

况下保证涡轮出口 T_4^* 不变, 进行不同喷水量下性能实验。

5 实验步骤

- (1) 关闭通向喷嘴阀门, 起动供水泵, 水全部回流。
- (2) 起动 S1A-02 甲燃气轮机到慢车运行 5 min。
- (3) 调整水力测功器, 将负荷稳定在 0、1/4、1/2、3/4 工况 3 min 后, 分别测出各有关参数 T 、 P 、 G 、 n 等。
- (4) 打开通向喷嘴的阀门, 水量调到 32 L/h。
- (5) 调整水力测功器, 分别测 0、1/4、1/2、3/4(保持功率不变), 1/4、3/4(保持 T_4^* 不变), 稳定 3 min 后分别测出各有关参数。
- (6) 将水量分别调到 64 L/h, 96 L/h, 128 L/h 重复步骤(5), 这样可得到不同工况下, 不同喷水量对燃机性能的影响结果。
- (7) 关闭供水系统, 使燃机回到 0 工况, 运行 5 min, 后停机。

6 实验结果及数据分析

实验结果: 当日的大气条件是: 大气压力 0.099 05 MPa, 干球温度: 34 °C, 湿球温度: 26 °C, 相对湿度 Φ 49%, 实验结果及分析见图 3、图 4、图 5。

图 3a、b 是不同工况下, 保持输出功率 N_e 和涡轮出口总温 T_4^* 不变时, 压气机出口总温 T_2^* 与水气比 X 的变化关系。由图可知, 同一工况下, T_2^* 随着 X 增加而显著下降, 而压气机耗功与 T_2^* 成正比, 因而级间喷水可减少压气机耗功的理论由实验得以验证。如在 1/4(57 kW) 工况时, 保持 N_e 不变, 当水气比由 0 增加到 1.1% 时, T_2^* 下降了 30 °C, 压气机耗功减少 8.9%; 水气比由 0 增为 2.15% 时,

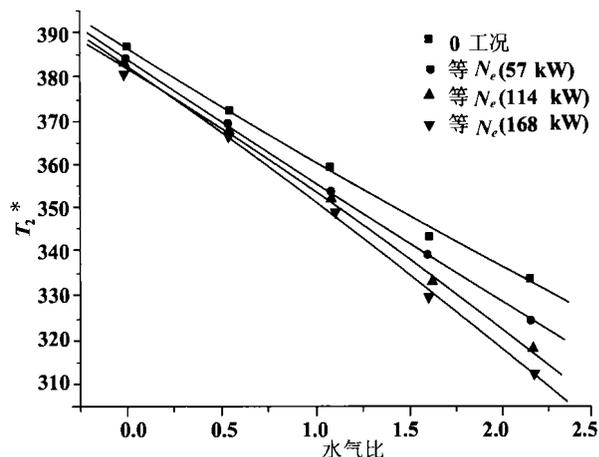


图 3a 等 N_e 下压气机出口温度 T_2^* 与水气比

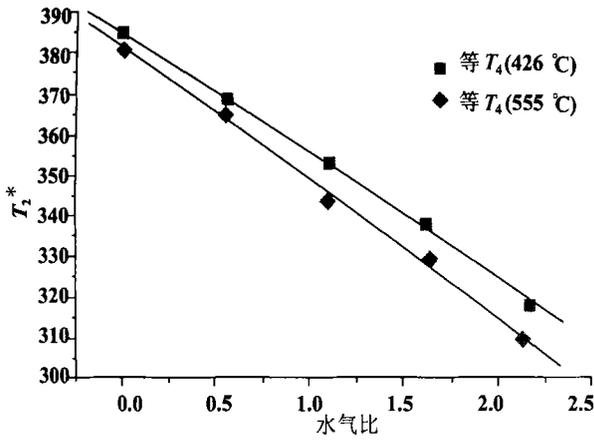


图 3b 等 T_4^* 下压气机出口温度 T_2^* 与水气比

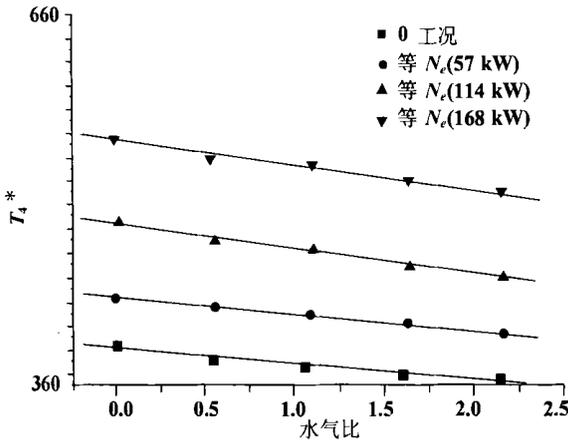


图 4 等 N_e 下涡轮出口温度 T_4^* 与水气比

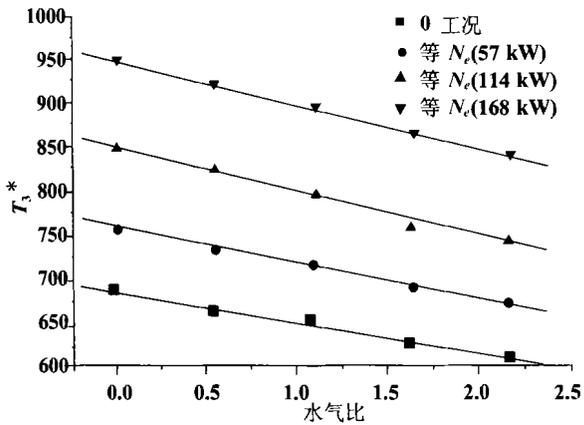


图 5 等 N_e 下涡轮进口温度 T_3^* 与水气比

T_2^* 下降了 $69.2\text{ }^\circ\text{C}$, 压缩功减少 16.9% 。

图 4 和 5 是不同工况下, 保持 N_e 不变时, 涡轮出口温度 T_4^* 和涡轮进口温度 T_3^* 与水气比 X 的变化关系。由图可知, 同一工况下, T_3^* 和 T_4^* 随着 X 增加而显著下降。在各工况保持 N_e 不变, 如水气比由 0 增加 1.1% 时, 在 0 工况, T_4^* 下降 $13\text{ }^\circ\text{C}$, T_3^* 下

降 $36.8\text{ }^\circ\text{C}$; 在 $1/4$ 工况, T_4^* 下降 $14\text{ }^\circ\text{C}$, T_3^* 下降 $47.5\text{ }^\circ\text{C}$; 在 $2/4$ 工况, T_4^* 下降 $19\text{ }^\circ\text{C}$, T_3^* 下降 $48.2\text{ }^\circ\text{C}$; 在 $3/4$ 工况, T_4^* 下降 $21\text{ }^\circ\text{C}$, T_3^* 下降 $50.8\text{ }^\circ\text{C}$ 。由此可知同一喷水量下, 高工况比低工况 T_3^* 下降显著, 这对发动机延长寿命是有利的。

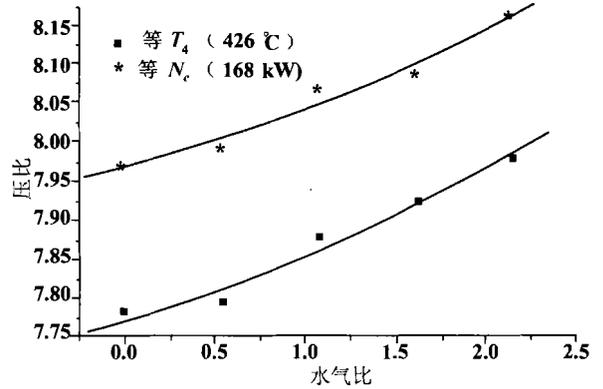


图 6 等 T_3^* 或等 N_e 下压比与水气比

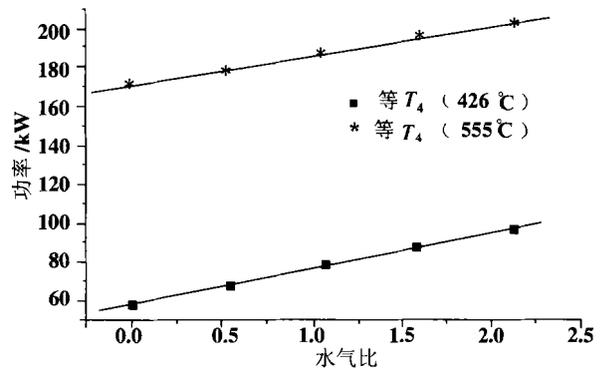


图 7 等 T_4^* 下 N_e 与水气比

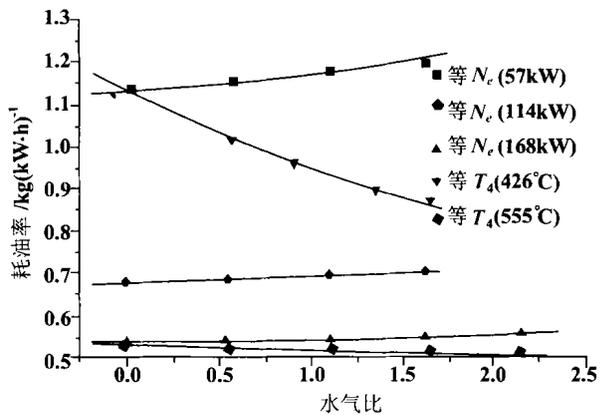


图 8 等 N_e 或等 T_4^* 下耗油率与水气比

图 6 是不同工况下, 保持 N_e 或 T_4^* 不变时, 压气机压比 π_c 随水气比的变化关系, 由图可知, 同一工况下, 压比随着水气比增加略有增加。

图 7 是不同工况下,保持 T_4^* 不变时,输出功率随着水气比变化关系。由图可知, T_4^* 不变时,输出功率随着水气比增加而显著增加。如当 $T_4^* = 426^\circ\text{C}$ 时,保持 T_4^* 不变,水气比由 0 增加到 1.1% 时,输出功率由 57.45 kW 增加到 74.78 kW (提高 30%); 当 $T_4^* = 555^\circ\text{C}$ 时,保持 T_4^* 不变时,输出功率由 169.38 kW 增加到 184.06 kW (提高 9%)。由此可知,各工况下保持 T_4^* 不变时,水气比相同,低工况比高工况输出功率提高显著。

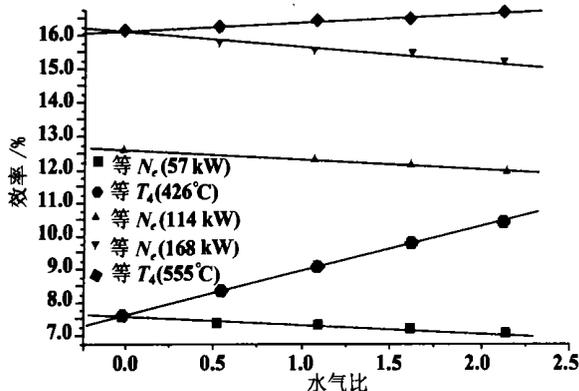


图 9 等 N_e 或等 T_4^* 下循环效率与水气比

图 8 是不同工况下,保持 N_e 或 T_4^* 不变时,耗油率随着水气比变化关系。由图可知,同一工况下,如保持 N_e 不变,随着水气比的增加,耗油率增加,由图 5 可知,在此情况下 T_3^* 下降。由上可知,如果出于延长发动机寿命为目的,必须采用保持 N_e 不变和向压气机级间喷水控制规律,但此时发动机经济性下降。如果保持 T_3^* 不变,随着喷水量增加,耗油率下降,由图 7 可知在此情况下输出功率增加。由此可知,如果出于增加发动机输出功率和提高其经济性

为目的,则必须采用保持 T_3^* 不变的控制规律来对压气机级间进行喷水。

图 9 是保持 N_e 或 T_4^* 不变时,循环热效率随水气比的变化关系。由图可知,同一工况,保持 N_e 不变随着喷水量增加循环效率下降,为提高循环效率,可采用回热。如保持 T_4^* 不变,循环效率随着喷水量增加而增加。

7 结论

- (1) 在压气机级间喷入纯净水时,发动机的工作状态稳定。
- (2) 保持涡轮出口(或进口)温度不变时,在压气机级间喷水,可大幅度提高发动机输出功率,效率也有所提高。
- (3) 保持输出功率不变情况下在压气机级间喷水,发动机的经济性略有下降,而燃烧室后的燃气初温则显著下降。

参考文献:

[1] IRWIN STAMBLER. Spray cooling inlet & compressor flow increases hot day plant rating[J] . *Gas Turbine world* 1997 27(3): 37- 41.

[2] KEN FUITON. Water mist inter cooler increase LM6000 hot day output 20%[J] . *Gas Turbine World* 1998 28(5): 28.

[3] MCHEELY M. Inter cooling for LM6000 gas turbines[J] . *Diesel & Gas Turbine World Wide* 1998, 28(4): 42- 45.

[4] MOTOAKI UTAMURA. A new gas turbine cycle for economical power boosting[J] . *The ASME* 1997- AA- 142.

[5] РОМАНОВ В И. Изотермизация процесса сжатия воздуха в компрессоре и ее влияние на характеристики азотурбинодвигателя[J] . *Теплоэнергетические Установки*, 1998 20(6):

(辉 编辑)

新机组

ГТД 6000+ 燃气轮机

ГТД 6000+ 燃气轮机是乌克兰“机器设计”科研生产企业于 1997 年推出的一型高性能船用燃气轮机。它是 ГТД 6000 燃气轮机加大功率的改进型机组,它与原型机组的性能比较示于下表。

型号	ISO 额定连续功率 / kW	耗油率 / $\text{kg} \cdot (\text{kWh})^{-1}$	ISO 最大额定功率 / kW	耗油率 / $\text{kg} \cdot (\text{kWh})^{-1}$	效率 / %	空气压比	燃气流量 / $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	燃气初温 / $^\circ\text{C}$	排气温度 / $^\circ\text{C}$	比功 / $\text{kW} \cdot (\text{kg} \cdot \text{s})^{-1}$	尺寸 / m 长 × 宽 × 高	重量 / kg	供用起始年份
ГТД 6000	6 789	0.264	8 504	0.260	31.5	13.9	31.0	1 015	420	219.0	3.2 × 1.6 × 1.8	3 500	1978
ГТД 6000+	8 430	0.249	9 698	0.240	33	15.7	33.4	1 092	442	250.9	3.2 × 1.6 × 1.8	3 500	1997

(思 娟 供稿)

with DeNO_x efficiency being higher than 60%. The overall DeNO_x efficiency of the system can hit 80% after an alkali solution scrubbing. **Key words:** radical, plasma reactor, De_x process, absorption

压气机级间喷水燃气轮机的实验研究 = **Experimental Investigation of Gas Turbine Compressor Interstage Water Spray** [刊, 汉] / LI Shu-ying, SUN Yu-feng, ZHANG Zheng-yi, WANG Song (Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2002, 17(2). — 143 ~ 146

An experimental scheme is proposed for a compressor interstage water spray on an S1A-02 gas turbine. Also given is the law of variation of the turbine various main performance parameters as a function of spray water flow rate under various operating regimes, including the operation under a constant power and constant turbine outlet temperature. On the basis of the test results some conclusions are drawn concerning the influence of compressor interstage water spray on the gas turbine performance. **Key words:** compressor, interstage water spray, gas turbine test

方形旋风分离器内气固两相流湍流特性的研究 = **Experimental Study of the Turbulent Flow Characteristics of Gas-solid Dual-phase Flows in a Square-shaped Cyclone Separator** [刊, 汉] / SU Ya-xin (Institute of Engineering Thermophysics under the Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100080), LUO Zhong-yang, CEN Ke-fa (Institute of Thermal Power Engineering under the Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2002, 17(2). — 147 ~ 150

A three-dimensional particle dynamics analyzer was employed to study the gas-solid dual flow field in a square-shaped cyclone separator along with a discussion of the distribution of the flow field, pulsation velocity, particle concentration, turbulent kinetic energy and turbulent flow intensity, etc. The flow in the square-shaped cyclone separator has the features of a Rankine vortex, i. e., a forced swirling vortex zone at the central portion and a quasi-free vortex zone near a lateral wall. The quasi-laminar flow movement at the corners due to particle/wall face mutual collision gives rise to an intense particle turbulent-flow pulsation. The turbulent flow kinetic energy and local turbulent-flow intensity attain a relatively great magnitude near the corners. This indicates that the dual-phase flow has consumed a comparatively large amount of gas flow energy near the corners. The latter are the chief zones, where the pressure loss of the separator takes place. These corners were also found to be beneficial to particle separation, mainly because the intense pulsation consumes the kinetic energy of the particle and gas flow vortex movement. The study results can provide basic data for the structural optimization and also experimental contrast information for performing further numerical simulation research. **Key words:** square-shaped separator with downward gas exhaust, gas and solid dual-phase turbulent flow movement, three-dimensional particle dynamic analyzer

两相流垂直下降横掠“T”形柱体的斯特罗哈数 = **Strouhal Number of a Transversely Swept T-shaped Cylinder with a Vertically Downward Two-phase Flow** [刊, 汉] / HE Dan, XU Hua-ming, MA Xin-xia, LI Yong-guang (Power Engineering Department, Shanghai Electric Power Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2002, 17(2). — 151 ~ 153

With respect to two different specifications of trapezoidal cylinder an experimental study was conducted of the variation law of gas-liquid two-phase Strouhal number in case of the occurrence of gas-liquid two-phase vortex street in a vertically downward gas-liquid two-phase flow. On the basis of a huge amount of measured data a general relation was obtained of the gas-liquid two-phase Strouhal number when a gas-liquid two-phase vortex street occurred. The study results indicate that the gas-liquid two-phase Strouhal number is a variable under a two-phase operating condition. It is related to the gas