

燃气发生器中注入水蒸汽对燃烧效率和总压损失的影响

北京航空航天大学 刘高恩** 王华芳

【摘要】 试验是在一个 WZ-5 燃气发生器上进行的, 燃料用低热值 气态燃料(体积热值为 $8172\text{kJ}/\text{N}\cdot\text{m}^3$); 水蒸汽可由燃烧室前部或从后部掺混孔处注入。试验结果表明, 水蒸汽注入对燃烧效率影响不大而使总压损失增加。当水蒸汽流量与总空气流量之比为 10%, 且水蒸汽从后部掺混孔处注入, 则总压损失会增大 12% 左右; 如果水蒸汽从前排注入, 则总压损失会更大些。

关键词: 燃烧 水蒸汽注入 燃烧效率 压力损失

本项任务是与 614 合作, 在无锡洛社化肥厂进行的。燃料气系化肥厂半水煤气, 热值 H_w 为 $1952\text{kcal}/\text{N}\cdot\text{m}^3$ ($8172\text{kJ}/\text{N}\cdot\text{m}^3$) 燃料气的成份:

成份	O ₂	CO ₂	CO	H ₂	N ₂
容积百分比	0.005	0.117	0.278	0.432	0.168

在燃烧过程中注入水蒸汽量约为发动机进入空气量的 10% 左右, 研究对燃烧性能的影响。水蒸汽的注入位置有在燃烧室扩压器处前排注入及燃烧室外火焰筒的掺混孔处后排注入两种方案, 详见参考文献 [1]。

1 注入水蒸汽对燃烧效率的影响

燃烧效率的测量采用燃气分析方法。在涡轮出口 4 截面上取样, 取样感头采用总压式感头, 沿周向均布 3 个测量耙, 每耙 4 个取样点, 共 12 点平均取样进入到效率分析仪, 分析出 HC 和 CO 的容积百分比来计算效率, 测量系统如图 1 所示。

由测得的 (HC) 和 (CO) 数据来看, (HC) 几乎为 0, 这是由于 (HC) 测量的敏感元件的分辨率为 0.01% (100ppmc), 所以当 (HC) 含量很小时读数几乎为零。因为燃料气的热值虽然不高, 但含 H₂ 相当多, 很容易燃烧完全, 使剩余的 (HC) 很少, 总的计算出的效率 η 也很高。

由表 1 可见, 注入水蒸汽比不注水蒸汽的 η 略低一些, 这可能是注入水蒸汽使燃烧室内流速加大而 η 下降。前排注入和后排注入的差别不大, 前排注入的 η 稍高一些, 这和地面燃烧室实验^[1] 的结

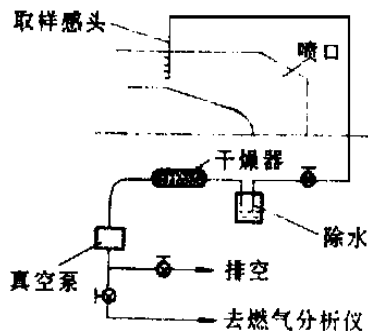


图 1 测量系统简图

果不同,可能与燃料气的特性有关,因为洛社化肥厂的燃料气中CO含量较多,而水蒸汽从前排注入时能和燃气中的CO起水煤气反应: $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}_2$, $2\text{H}_2 + \text{O}_2 \rightarrow 2\text{H}_2\text{O}$,所以前排注水蒸汽时 η 可略为提高。

表1 注水蒸汽量对(HC)、(CO)的影响

$\bar{n}_1$ (%)	P_1 (mmH ₂ O)	t_2^* (°C)	P_2^* (MPa)	P_4 (MPa)	P_4^* (MPa)	t_s^* (°C)	G_B (kg/s)	G_f (kg/s)	$G_{\text{水}}$ (kg/s)	(CO) (ppmV)	注汽位置	
1	97	247	271	0.454	0.0786	0.092	505	10.827	0.699	0.505	102	后 排
2	97	244	271.5	0.455	0.0796	0.093	484	10.762	0.665	0.761	90	后 排
3	97	247	275	0.4665	0.0820	0.096	473	10.827	0.646	1.008	93	后 排
4	97	244	276	0.4725	0.0824	0.0964	458	10.762	0.651	1.006	72	前、后排
5	97	240	280.5	0.4725	0.0804	0.094	479	10.688	0.644	1.003	72	前 排
6	96.5		266	0.4315	0.0748	0.087	559		0.702	0	60	不 注

注:表中 G_B 、 G_f 及 $G_{\text{水}}$ 是按测量数据计算的;其余为测量数据;

P_1^* 在 $\bar{n}_1=97\%$ 时均为 $-3.5\text{mmH}_2\text{O}$;(HC)均为 $0(\text{ppmV})$ 。

总之水蒸汽只要均匀的注入,对燃烧效率 η 影响不大,并且前或后排注入对 η 影响也非常小。燃烧效率 η 的计算公式如下:

$$\eta = 1 - \frac{(G_B + G_f) [(CO) 3020 + (HC) 8569]}{1.29 \times H_{\text{w}} (G_f / Y_{\text{of}})}$$

式中(CO)、(HC)为燃气中CO和HC的容积百分比; $H_{\text{w}}=1952\text{kcal}/(\text{N} \cdot \text{m}^3)$ ($8172\text{kJ}/\text{N} \cdot \text{m}^3$),标准状况下; Y_{of} 为燃料气体在标准状况下的重度($\text{kg}/\text{N} \cdot \text{m}^3$); G_{fv} 为燃料气的体积流量(标准状况), $G_{fv}=G_f/Y_{\text{of}}$ 。

2 注入水蒸汽对燃烧室总压损失的影响

理论上分析,注入水蒸汽对燃烧室总压损失的影响包括两个方面:(1)注入水蒸汽使空气流经火焰筒小孔处的流速加大,而使总压损失加大;(2)由于水蒸汽的注入,干扰了原来在燃烧室中的流场分布,因而加大总压损失。

在试验前对于上述(1)中的损失可以预估。假定注入水蒸汽为空气量的10%,原燃烧室在 $\bar{n}=97\%$ 时 $\sigma=0.94$,可见燃烧室总压损失在不注水蒸汽时为6%。其中一部分为扩压器压力损失,一部分为流经火焰筒各孔时的突扩压力损失及混合损失,假定扩压器压力损失为2%,则火焰筒压力损失为4%。现注入10%空气量的水蒸汽,则经火焰筒各孔的空气流速约增加10%。流经火焰筒的压力损失会增加20%(因为流速增加10%),不注入水蒸汽时火焰筒的压力损失为4%,扩压器损失不变,所以注入水蒸汽后的燃烧室总压损失为6.8%,即 $\sigma=0.932$ 。这仅是一个估算,说明如果不考虑注入水蒸汽对流场干扰而引起扩压器损失恶化的话,那么注入为10%空气量的水蒸汽在 $\bar{n}=97\%$ 时,其燃烧室总压恢复系数 σ 会从0.94降到0.932。这仅作为分析参考用。对实测的燃烧室总压损失值也可判断是否存在由于水蒸汽对流场干扰而引起的附加压力损失。

在全台试验时测量了 P_2^* 及 P_4^* ,而 $\sigma=P_3^*/P_2^*$ 。根据关系式 $P_2^*/P_4^*=(P_2^*/P_3^*)(P_3^*/P_4^*)=(1/\sigma)\pi^*$,式中 π^* 是涡轮的膨胀比。当 $\bar{n}$ 比较高时,可以近似认为 π^* 不变,因此时涡轮

导向器及动力涡轮导向器均已达到临界状态,即 $q(\lambda) = 1$ 。

按照表 1 中 $\bar{n} = 97\%$ 的 5 个试验点来计算分析,假定试验点 1 的 $\sigma = 0.937$,根据该点的 P_2^*/P_4^* 可以算出 π_T^* , 然后计算各试验的 σ ,结果列于表 2,并在图 2 上粗略地表示其关系。

表 2 注水蒸气量对 σ 的影响

	$\bar{n}$ (%)	P_2^* 绝对 (kg/cm ²)	P_4^* 绝对 (kg/cm ²)	π_T^*	P_2^*/P_4^*	σ	备 注
1	97	5.45	1.902	2.685	2.865	0.937	后排注水蒸汽,注入 5%
2	97	5.46	1.912	2.685	2.856	0.940	后排注水蒸汽,注入 7.5%
3	97	5.57	1.941	2.685	2.87	0.935	后排注水蒸汽,注入 10%
4	97	5.63	1.945	2.685	2.895	0.927	前排注 5% 后排注 5%
5	97	5.63	1.92	2.685	2.93	0.916	前排注 10%

图 2 上数据点较少,但可作定性分析。从试验点 1、2、3 的趋势可以分析,当后排注汽时,燃烧室的 σ 会下降,主要是由于进入火焰筒各小孔的流速增加而造成的, σ 的数值从 0.94 下降到 0.935。由试验点 3、4、5 分析(点 3 是后排注汽 10%),点 4 是前后排各半共注水蒸汽 10%,点 5 是前排注汽 10%,可见注入水蒸汽由后排移至前排时 σ 较大幅度减少,其量级已超过分析的结果。可以判断,存在有水蒸汽注入对燃烧室流场干扰所引起的附加压力损失。当水蒸汽完全由前排注入时(注入量按 10%), σ 由 0.94 降到 0.916,这严重地影响燃气轮机的性能。

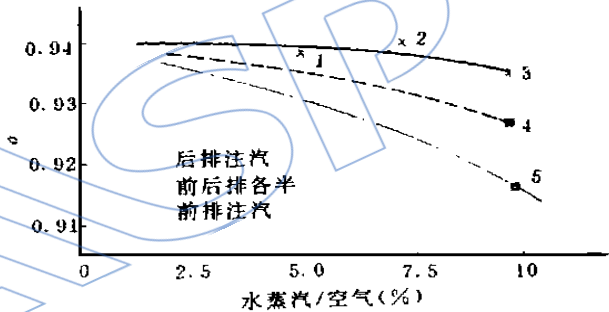


图 2 水蒸汽注入量对 σ 的关系

3 结 论

(1) 注入水蒸汽对燃烧效率 η 的影响,从工程观点是可忽略的;(2) 注入水蒸汽会使燃烧室总压恢复系数下降,其量级为:当水蒸汽注入量为空气量的 10% 时,如果不干扰燃烧室的流场,则 σ 由 0.94 降到 0.932 左右。如果对流场有干扰则损失进一步加大;(3) 由本试验可见,前排注入水蒸汽时,对燃烧室流场有一定干扰而使总压恢复系数下降幅度较大,因此完全从前排注入水蒸汽的方案从总压恢复系数角度来看不可取,最好从后排注入水蒸汽,折衷的方案可取前后各半注入。

参 考 文 献

1 刘高恩,王华芳. WZ-5 燃烧半水煤气并注水蒸汽的试验. 航空动力学报, 1992, 7(3): 278

(责任编辑 魏星禄)

HEAT-MASS TRANSFER ANALOG OF AIR-COOLING ROTATING DISC WITH NAPHTHALENE SUBLIMATION

Cao Yuzhang, Lin Yuzhen, Feng huazhong, Xu Guoqiang, Qiu Xuguang
(*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

The heat transfer characteristics of rotating disc have been investigated experimentally by means of a mass transfer analog of naphthalene sublimation. Two models are used: free rotating disc and shrouded rotor-stator system. Mass transfer test results of free disc are in good agreement with experimental results of heat transfer and theoretical prediction. The test results of local Sherwood number are obtained, which are dependent on rotational Reynolds number, flow coefficient, gap ratio and shroud-clearance ratio.

TECHNICAL NOTES

EFFECT OF STEAM INJECTION INTO GAS GENERATOR ON COMBUSTION EFFICIENCY AND PRESSURE LOSS

Liu Gao'en, Wang Huafang
(*Beijing University of Aeronautics and Astronautics*)

ABSTRACT

The influence of steam injection into combustor on combustion efficiency and pressure loss in the combustor is investigated. The testing was conducted with a WZ-5 gas generator burning low BUT gaseous fuel ($H_{uv} = 8172 \text{ kJ/N} \cdot \text{m}^3$). The steam injection was arranged in either the diffuser or the dilution zone of the combustor. The test results show that the steam injection has only a little effect on combustion efficiency and a considerable effect on pressure loss. In the case of the ratio of steam flow rate to air flow rate being 10%, the steam injection into dilution zone would cause an 12% increase in pressure loss, and even larger than that the steam injection into diffuser would cause.

FRONTALLY TAPERED SQUARED TRENCH CASING TREATMENT FOR IMPROVEMENT OF COMPRESSOR PERFORMANCE

Du Zhaohui (*Shanghai Jiaotong University*)
Liu Zhiwei (*Northwestern Polytechnical University*)

ABSTRACT

A new type of frontally tapered squared trench casing treatment was designed and tested over the rotor tip in a single axial-flow compressor. Variations in the rotor tip penetration into the trench and the distance of the trench front from the blade leading edge were investigated. Through the measurements of velocity and pressure, the effects of each geometric parameter upon compressor efficiency and stall margin were evaluated. An optimal configuration has been found which gives not only 0.4% improvement in efficiency but 2% in stall margin in comparison with the smooth wall baseline. The mechanism of enhancement in the efficiency and the reason for existence of optimum configuration for frontally tapered squared trench casing treatment are considered in this paper.