

DLN 燃烧室污染排放估算方法的分析

陈晓丽, 祁海鹰, 谢 刚, 冯 冲

(清华大学 热科学及动力工程教育部重点实验室, 北京 100084)

摘 要: NO_x/CO 污染物排放预测是重型燃气轮机低污染 (DLN) 燃烧室设计技术的重要环节, 预测的准确性取决于估算式是否合理适用。为此, 对已有估算式的适用性进行了分析, 预测我国第一台自主设计的 R0110 重型燃气轮机燃烧室的污染排放性能, 并与试验数据进行对比。结果表明, 现有估算式大多不适用, 相对可用式只能给出数量级相当的结果; 主要原因 一是公式对燃烧区温度较为敏感; 二是这些公式不能体现现代低污染燃烧室的结构特点, 亟需进一步研究和改进。

关 键 词: R0110 重型燃气轮机; 低污染 (DLN) 燃烧室; NO_x/CO 污染物; 排放预测

中图分类号: TK473 文献标识码: A

符号说明

- $C_{p,g}$ ——燃烧产物平均定压比热容 / $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$;
- I_0 ——理论燃烧空气量 $I_0 = 16\ 755\ kg/k\bar{g}$
- m_A ——空气质量流量 / $kg \cdot s^{-1}$;
- m_F ——燃料质量流量, / $kg \cdot s^{-1}$;
- $m_{p,pz}$ ——燃烧区空气质量流量 / $kg \cdot s^{-1}$;
- M_{gas} ——燃气分子量, 本研究取 $29.8\ g/mol$
- M_{EI} ——污染物分子量 / $g \cdot mol^{-1}$, NO_x取 46 CO取 28
- Ne ——相对功率;
- P ——燃烧区压力 / Pa
- P_3 ——燃烧室进口压力 / Pa
- ΔP_L ——火焰筒压降 / Pa
- q ——燃烧区燃料/空气质量比;
- Q_T ——燃料低发热量 / $J \cdot kg^{-1}$;
- t ——燃烧区停留时间 / s
- t_e ——液体燃料蒸发时间 / s
- τ ——NO_x形成时间 / s
- T_3 ——燃烧室进口温度 / K
- T_{pz} ——燃烧区平均温度 / K
- T_{st} ——当量比 $\phi = 1$ 时的燃烧温度 / K
- V_c ——燃烧区体积 / m^3 ;
- V_e ——与燃料蒸发有关的体积 / m^3 ;
- α ——燃烧室总过量空气系数;
- ϕ ——燃烧区当量比。

引 言

NO_x/CO 污染排放估算是干式低污染 (DLN) 燃烧室设计的一个重要环节。当燃烧室尺寸和基本结构确定后, 需要对其污染排放进行预估, 以确定是否满足设计要求^[1-4]。

由于燃烧室内燃烧过程非常复杂, 目前尚无完全成熟的方法来估算排放^[5]。现有文献中提出了一些估算污染排放的经验或半经验式^[5, 9-13], 但有的公式适用范围不详, 如适用对象 (航机或重型燃机)、燃烧室结构、功率范围、燃料情况 (气体或液体)、燃烧组织情况 (预混或扩散) 等不清楚; 有的公式虽适用范围比较清楚, 但不知能否推广到一般重型燃气轮机。

针对这种情况, 本研究将对已有的诸多排放公式进行分析, 以期得到可能适合于 R0110 燃烧室 (以下有简介) 污染排放特性的估算式; 其后用这些公式估算 R0110 燃气轮机 DLN 燃烧室的污染排放性能, 并与试验数据对比, 确认其适用性。

1 R0110 燃烧室

R0110 重型燃气轮机是“十五”期间我国自行研制的具有完全自主知识产权的重大动力装备, 设计功率为 110 MW。其燃烧室属于逆流式环管型结构, 如图 1 所示。

燃烧室按干式低污染燃烧设计, 其火焰管头部由内向外分为主燃烧区和环形燃烧区, 构成径向分级燃烧。在主燃区主旋流器上游的空气通道内, 布置径向气体燃料喷杆, 使燃料和空气在旋流器前形成预混, 在主燃烧区形成预混燃烧; 高负荷时所占燃料比例较高, 以保证污染排放较低; 少量燃料供入主燃烧区正中心形成扩散燃烧的值班火焰。环形燃烧

收稿日期: 2009-11-17 修订日期: 2009-12-30

基金项目: 科技部 863 燃气轮机重大专项基金资助项目 (2002AA503010/2003372)

作者简介: 陈晓丽 (1986-), 女, 湖南常德人, 清华大学硕士研究生。

区内进行扩散燃烧,低负荷时所占燃料比例较高,以保证燃烧稳定性。

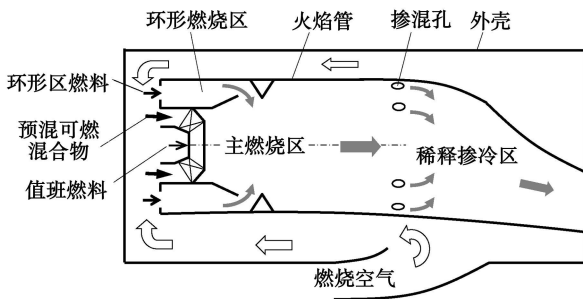


图 1 R0110火焰筒结构

目前,先进的 DLN燃烧室,可保证额定负荷时几乎全部燃料都进行预混燃烧^[6],如 GE公司的 DLN2系列燃烧室等。R0110燃烧室相对功率 N_e 为 0.5 和 1.0 时,预混燃料、环形燃料以及值班燃料占总燃料量的比例如表 1 所示^[7]。由表可知,相对于先进的 DLN燃烧室,其扩散燃烧的燃料比例偏高,因而 NO_x 排放可能相对也偏高。已有估算式中,并未涉及到燃烧室里扩散燃料和预混燃料的比值这个参数,这给准确估算带来了困难。

R0110燃烧室烧天然气时的污染排放设计要 求是: $N_e=0.5 \sim 1.0$ 时, $NO_x/CO \leq 50/15 \text{ mg/m}^3$ 。

表 1 R0110各区燃料占总燃料比例 (%)

Ne	环形区(扩散)	主燃区	
		值班(扩散)	预混区(预混)
0.5	62	9	29
1.0	39	14	46

2 污染排放估算公式的研究

现有文献提出的估算式,均为根据试验结果得出的经验或半经验式,公式单位不统一。本研究首先统一各公式单位;然后分析公式特点,以判断其是否适合估算 R0110燃烧室的排放,并对判断结果进行验证;最后将估算值与试验值进行对比,分析误差产生的原因。

2.1 公式统一化

已有文献中 NO_x 和 CO 排放浓度经验式为:

$$[NO_x] = 18.1 P^{0.42} n_A^{0.3} \varphi^{0.7215} \quad (1)$$

$$[NO_x] = 3.32 \times 10^{-6} \exp(0.008 T_{pz}) P^{0.5111} \quad (2)$$

$$[NO_x] = 9 \times 10^{-8} P_3^{2.5} V_c \exp(0.01 T_{st}) /$$

$$(m_A T_{pz})^{0.81} \quad (3)$$

$$[NO_x] = 29 \exp(-21670/T_{pz}) \cdot P_3^{0.66} \times [1 - \exp(-250\tau)]^{0.91} \quad (4)$$

$$[NO_x] = 15 \times 10^{14} (\tau - 0.5 \tau)^{0.5} \cdot \exp \times (-71100/T_{st}) \cdot P^{-0.05} \cdot (\Delta P_L/P_3)^{-0.5110} \quad (5)$$

$$[NO_x] = 10^{13} (P_3 \times 10^{-6}/1.4)^k \cdot \exp \times (-71442/T_{pz}) \cdot (7.56\phi^{-7.2} - 1.6) \cdot \tau^{64119} \quad (6)$$

$$k = 11.949 \exp(-\phi/5.76) - 10$$

$$[CO] = 86 m_A T_{pz} \exp(-0.00345 T_{pz}) / (V_c - V_e) \cdot (\Delta P_L/P_3)^{0.5} \cdot P_3^{0.5} \quad (7)$$

$$[CO] = 0.179 \times 10^9 \exp(7800/T_{pz}) / (\tau - 0.4 \tau) \cdot (\Delta P_L/P_3)^{0.5} \cdot P_3^{1.121} \quad (8)$$

$$[CO] = \exp(-C_1/T_{pz}) \cdot C_2 (P_3 \times 10^{-6}/1.4)^{q_1} (2 \tau)^{q_2101} \quad (9)$$

$$C_1 = 6.23 \times 10^4 \phi^{0.38} \cdot [\exp(-\phi/0.56)]^{1.75}$$

$$C_2 = 4.45 \times 10^3 \phi^4 \cdot [\exp(-\phi/1.02)]^{2.23}$$

$$q_1 = \min(-0.447\phi^{-1.87} + 0.2, -1)$$

$$q_2 = -0.362\phi^{-1.9} + 0.2$$

式(1)适合功率为 1.5~34 MW 的重型燃气轮机,其结果与 5 个燃用天然气的燃烧室试验数据吻合。

式(2)适用于贫燃均匀燃烧。对于航空燃气轮机,此不带停留时间的表达式能很好地吻合试验结果(航机燃烧室大致相同,均为几个毫秒);但对于 R0110 重型燃气轮机,是一个重要参数,故估算该式不适用。

式(3)是从常规燃油扩散燃烧的燃烧室、预混/预蒸发燃烧室(此时用 T_p 代替 T_{st})的试验结果总结而来的,可估算不同负荷时的 NO_x 排放, NO_x 的估算范围为 0~30 g/kg(fuel)(约 0~740 mg/m³)。R0110 燃烧室燃用天然气时,扩散和预混两种燃烧方式并存,与上述过程相近,故式(3)估算适用。

式(4)适用于液体燃料燃烧室,其参数范围是:进口压力 $P_3 = (0.5 \sim 2) \times 10^6 \text{ Pa}$;燃烧区温度 $T_{pz} = 1825 \sim 2375 \text{ K}$ 。R0110 燃烧室亦在此参数范围内。

式(5)也适用于液体燃料燃烧室, NO_x 的估算范围为 0~30 g/kg(fuel)(约 0~740 mg/m³)。如将式中的燃料蒸发时间 τ 取为零,或可用于 R0110 燃烧室。

式(6)是将火焰筒分成燃烧区、壁面区、掺混区等区域,分区模拟得到各区排放估算式,各区排放相加得到总排放量。由于 NO_x 排放主要和燃烧温度(燃烧区)相关,且存在如何分区及各区公式复杂等

困难, 本研究中只取燃烧区公式。

式 (7) ~ 式 (9) 分别与式 (3)、式 (5) 和式 (6) 的适用条件相同, 式 (7) 和式 (8) 的 CO 估算范围分别为 0 ~ 40 g/kg (fuel) (约 0 ~ 980 mg/m³) 和 0 ~ 100 g/kg (fuel) (约 0 ~ 1 500 mg/m³)。式 (7) 用于 R0110 燃烧室时需将蒸发区体积 V_e 取为零。式 (9) 应用时与式 (6) 面临同样的问题, 即如何用复杂的公式分区计算 CO。本研究暂时只用一次燃烧区的公式, 但无疑将可能产生很大误差。

由此可见, 目前还没有一个估算污染排放的普适性公式。对此, 只能通过分析比较选出相对适合的公式, 并在后续研究中不断加以完善。

需要说明的是, 已有这些公式的参数单位并不统一, 与本研究符号表里单位不同的如下: P₁ atm—式 (1) 和式 (2); P₃ kPa—式 (3) 和式 (7); T₁ kPa—

式 (5); t ms—式 (6) 和式 (9); 排放单位: ppm—式 (1) 和式 (2); g/kg (fuel)—式 (3) ~ 式 (9)。

为方便分析比较, 将以上公式的参数单位统一, 与符号说明一致, 并将污染物浓度单位通过式 (10) 化为 mg/m³, 其中燃烧室总过量空气系数 α = 4.281 (Ne=0.5) 和 2.873 (Ne=1.0)。统一单位后各公式系数如表 2 所示 (此时各公式对应参数部分是表 3 各行的乘积), 则:

$$1 \text{ g/kg (fuel)} = 2054 M_{\text{ges}} (a_{\text{O}_2} M_{\text{O}_2}) \text{ mg/m}^3 \quad (10)$$

2.2 估算式的适用性分析

从上述公式中可见, 影响污染物排放量的主要因素为燃烧区温度、压力、燃气在燃烧区的停留时间和火焰筒压力损失, 但它们在各公式中的影响程度不一样, 如表 3 所示。

表 2 统一单位后估算式的系数

Ne	式 (1)	式 (2)	式 (3)	式 (4)	式 (5)	式 (6)	式 (7)	式 (8)	式 (9)
1.0	2.9 × 10 ⁶	0.21	0.44	801	585	27.6	7.5 × 10 ⁷	4.95	27.6
0.5	2.9 × 10 ⁶	0.21	0.03	540	394	18.6	5.1 × 10 ⁷	3.33	18.6

表 3 各主要影响因素在估算式中的形式

公式	温度	压力	停留时间	ΔP _L /P ₃
(1)	φ ^{7.2} (m _A ^{0.3})	P ₁ ^{0.42}	—	—
(2)	exp(0.008 T _{p2})	P ₁ ^{0.5}	—	—
(3)	exp(0.01 T _{st})	P ₃ ^{0.25}	P ₃ V _e / (m _A T _{p2}), (∞)	—
(4)	exp(-21670 / T _{p2})	P ₃ ^{0.66}	1 - exp(-250τ)	—
(5)	exp(-71100 / T _{st})	P ^{-0.06}	φ ^{0.5}	(ΔP _L /P ₃) ^{-0.5}
(6)	exp(-71442 / T _{p2}) · (7.56φ ^{-7.2} - 1.6) / 1400 ^k	P ₃ ^k , (Ne=1.0 时 k=0.548)	φ ^{0.64}	—
(7)	exp(-0.00345 T _{p2})	P ₃ ^{-0.5}	m _A T _{p2} / (P ₃ V _e), (∞ t ⁻¹)	(ΔP _L /P ₃) ^{-0.5}
(8)	exp(7800 / T _{p2})	P ₃ ⁻²	t+1	(ΔP _L /P ₃) ^{-0.5}
(9)	exp(-C ₁ / T _{p2}) · C ₂ · 2000 ^{a2} / (1.4 × 10 ⁶) ^{a1}	P ₃ ^{a1} , (Ne=0.5 时 a ₁ =-1.55)	t ^{a2} , (Ne=0.5 时 a ₂ =-1.25)	—

在进行以下分析时, 凡涉及随工况发生变化的参数, NO_x 和 CO 估算式分别按满负荷和 0.5 负荷时取值, 因为此时它们的排放分别最高。

另外, 本研究在用公式进行估算时, 对 R0110 两个燃烧区的处理方法是: Ne=1.0 时, 由于主燃区当量比 φ ≈ 0.9 平均温度接近 φ=1 扩散燃烧最高温度, 故将环形区和主燃区看成一个整体, 将整体参数代入各公式进行估算; Ne=0.5 时, 主燃区当量比

很低, 是典型的预混燃烧, 故环形区以扩散燃烧进行估算、主燃区以预混燃烧进行估算, 两估算值相加即得到总排放估算结果。

具体做法是: 除 T_{p2}、T_{st} (或对应的 φ) 外, 所有其它参数都统一取 R0110 燃烧室数据 (见表 5 满负荷时参数取值)。

2.2.1 燃烧区温度的影响

(1) NO_x 图 2 给出了 6 个 NO_x 估算式的曲

线。图中灰色带是文献[9]综合很多燃气轮机燃烧室的试验数据给出的、燃用碳氢燃料时 NO_x 随燃烧区温度的变化趋势,对预混或扩散火焰都适用,故可作为评价估算式的一个基准。由图可见,所有公式都给出了 NO_x 随燃烧区温度升高而升高的变化趋势,但程度差别较大。式(1)曲线的斜率明显过小,对 R0110燃烧室不合适。

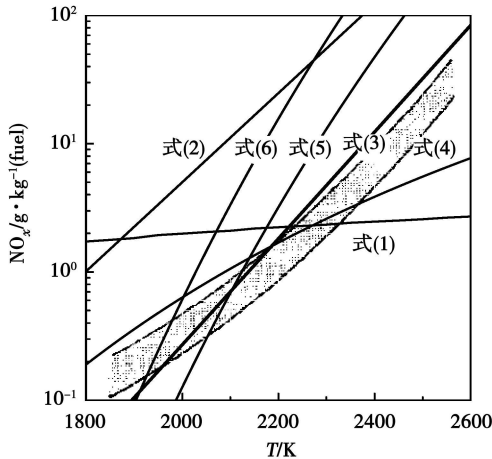


图 2 各估算式中温度对 NO_x 的影响

从 NO_x 对温度的敏感性(曲线斜率)来看,式(3)最为合适,且与灰色带最为重合。与之斜率相近的式(2)的数值则明显偏大,原因可能是 R0110燃烧室和式(2)出自的燃烧室的结构差别过大所致,因此代入 R0110燃烧室的数据后, NO_x 增加了将近一个数量级。

此外,式(4)在温度低于 2350 K 时,基本上位于灰色带中。相比之下,其它各式都明显过高估计 NO_x 排放。总而言之,式(3)和式(4)(温度低于 2350 K 时)可为 R0110燃烧室所用。尽管如此,它们的准确性还需试验验证。

(2) CO 图 3 给出了 3 个 CO 估算式的曲线。可见,式(9)与另两个公式的趋势完全相反。

CO 随燃烧温度的变化规律是分段不同的。当温度低于约 1800 K 时,它随温度升高而迅速减少;而在 1800 K 以上, CO_2 分解为 CO 的逆反应过程逐渐占上风,于是 CO 转而随温度升高而升高^[13]。

但在实际燃烧室中,存在燃烧区和下游稀释掺冷区。尽管燃烧区中 CO 很高,但在稀释区中燃气温度又会降低到 1800 K 以下,加上新鲜掺冷空气的补燃效应,会使 CO 完全燃尽。因此, CO 随温度上升的变化趋势应该是不断下降的。

根据以上分析,可知式(7)和式(8)体现了实际燃烧室的规律,可用于 R0110 燃烧室的 CO 估算。而式(9)仅仅是一次燃烧区的估算式,而那里的燃烧温度大于 1800 K 故体现了 CO_2 的分解过程,但不适于估算整个燃烧室的情况。

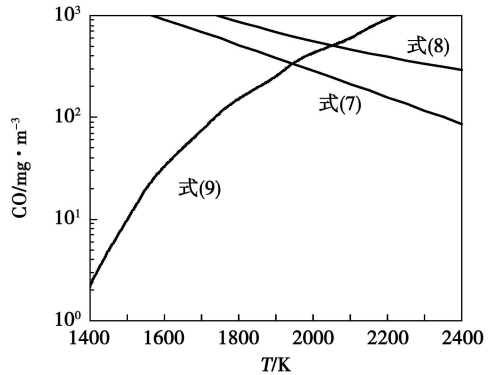


图 3 各估算式中温度对 CO 的影响

2.2.2 压力的影响

(1) NO_x 研究表明^[14],对于均相预混燃烧,当燃烧温度低于 1800 K 时(此时主要是快速型 NO_x), NO_x 排放与压力无关;而温度高于 1800 K 后(此时主要是热力型 NO_x), NO_x 与 $P^{0.5}$ 成正比;对于扩散燃烧而言, NO_x 则与 $P^{0.5-0.8}$ 成正比^[11]。压力 P 的幂称为它对 NO_x 的影响指数。

R0110燃烧室兼有预混和扩散两种燃烧方式,且满负荷时燃烧温度大于 1800 K 对于这种情况,可认为影响指数应为 0.5。由此可知,表 3 中的式(1)、式(5)显然不合适,式(3)的影响指数偏小,其余 3 式是合适的。

(2) CO 研究表明,在温度较低时,压力升高将加快 $CO \rightarrow CO_2$ 的反应速率,从而降低 CO 排放;温度较高时,压力升高将抑制 CO_2 分解为 CO , CO 也将减少^[13];因而在所有温度下,压力对 CO 排放都是负影响。由表 3 可见,估算 CO 的 3 个公式都符合这个规律,只是影响指数有所不同。

2.2.3 燃烧区停留时间的影响

(1) NO_x 文献[15]中,在 NO_x 估算式中不含停留时间,说明已计入公式系数中,不随负荷变化,故只适用于满负荷的情形。式(1)和式(2)属于这种情况。

式(4)包含了 NO_x 形成时间 τ 。文献[9]认为,航机燃烧室停留时间基本相同,是 τ 而不是影响 NO_x 排放;重型燃气轮机则要考虑的影响,但未在

公式中体现。还认为, 对于既定燃料和燃烧方式的燃烧室, τ 可在某一范围内取定值, 因此暂不讨论。

文献 [16] 研究表明, 对于预混燃烧, 在当量比 $\phi < 0.5$ 时, NO_x 生成量很少, 与 τ 基本无关。但对扩散燃烧而言, NO_x 排放随 τ 增大基本呈线性上升趋势。对于 R0110 来说, 可认为 τ 的影响指数在 0 ~ 1 之间。于是, 式 (5) 和式 (6) 符合这个特点, 应该是可用的。式 (3) 则对应于扩散燃烧。

(2) CO 随着停留时间 τ 增大, CO 转化为 CO_2 更加彻底。为此, 设计燃烧室时, 人们往往通过适当加大燃烧室尺寸来延长 τ , 这是提高燃烧效率、降低 CO 排放的有效措施。可见, 表 3 中的式 (7) ~ 式 (9) 都是可行的。

2.2.4 $\Delta P_L/P_3$ 的影响

我们知道, 对于扩散燃烧, 适当增加压力损失 $\Delta P_L/P_3$, 可强化燃料与空气的混合过程, 从而利于燃烧。如果公式包含 $\Delta P_L/P_3$, 则表明计及了混合过程对污染物的影响, 由扩散燃烧而来; 如公式不含 $\Delta P_L/P_3$, 却不能说明它一定由预混燃烧而来, 可能其来源仍是扩散燃烧, 只是在拟合公式时没有考虑混合^[10]。因此, 式 (5)、式 (7) 和式 (8) 更适合扩散燃烧。

综上所述, 即可得到对所有估算式适用性的判断, 如表 4 所示。由表可见, 式 (1)、式 (2)、式 (5)、式 (6) 和式 (9) 显然是不适用的, 可暂时排除; 式 (3) 和式 (4) 可能可用于估算 R0110 燃烧室 NO_x 排放; 式 (7) 和式 (8) 可能可用于估算 CO 排放。

表 4 现有污染物排放估算式的适用性汇总

公式	温度	压力	τ	$\Delta P_L/P_3$	是否适用
(1)	×	×	满负荷	?	×
(2)	×	√	满负荷	?	×
(3)	√	?	扩散燃烧	?	?
(4)	< 2350*	√	?	?	< 2350*
(5)	×	×	√	扩散燃烧	×
(6)	×	√	√	?	×
(7)	√	√	√	扩散燃烧	?
(8)	√	√	√	扩散燃烧	?
(9)	×	√	√	?	×

注: ×—不适用; √—适用; ?—不确定; *—当温度小于 2 350 K 时, 式 (4) 可能适用。

3 预测值与试验结果的比较

为证明以上对估算式适用性的分析合理, 本研究首先用全部公式对 $\text{Ne}=0.5$ 和 1.0 两个负荷下的 NO_x/CO 排放值进行预测。然后再用从后续试验中得到的数据检验预测值的准确性。

公式中各参数值取自 R0110 燃烧室的数据, 如表 5 所示^[7~8], 其中平均温度 T_{pz} 由式 (11) 计算得到。将表 5 数据代入表 3 的公式中后得到 NO_x/CO 的预测值, 如表 6 所示, 则:

$$T_{pz} = T_3 + \Delta T \tag{11}$$

$$\Delta T = \frac{m_f Q_f}{C_{p,g} (m_a p_z + m_f)} = \frac{Q_f}{C_{p,g} (1/\phi + 1)}$$

表 5 用于估算 NO_x/CO 排放量的各参数取值

	P_3/Pa	P/Pa	$\Delta P_L/P$	T_{pz}/K	T_{st}/K	$m_A/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	q	ϕ	$V_c/\text{m}^3 (\times 10^3)$	$\tau/\mu\text{s} (\times 10^3)$	$\psi (\times 10^3)$	
$\text{Ne}=1.0$	—	—	—	2 323.5	2 323.5	5.7	0.036	0.719	26.86	—	4.1	
$\text{Ne}=0.5$	环形区	545 000	529 000	0.041 2	1 865.1	2 475.5	6.28	0.03	0.503	3.74	0.8	2.1
	主燃区	—	—	—	2 106	2 106	6.28	0.032	0.542	43.05	—	5.9

由表 6 可见, 式 (1) 和式 (5) 预估 NO_x 排放量在 0.5 负荷时较满负荷大, 不符合常理; 式 (2) 和式 (6) 预估值则明显偏大; 因而式 (3) 和式 (4) 预测的 NO_x 排放量较为合理。式 (9) 预估 CO 排放量在满负荷时较 0.5 负荷大, 不符合常理; 式 (7) 和式 (8) 则符合这一条。这证明了对公式适用性的分析是正确的。

另外, R0110 燃烧室扩散燃烧的比例较大, 如表 1 所示, 且预混部分的混合均匀性不足, NO_x 排放很难做到式 (4) 预估值之低, 综合来看, 式 (3) 预估值

应该更接近 R0110 实际情况。式 (7) 和式 (8) 预估 CO 排放的数值明显偏大, 与现有燃烧室的效率水平不符, 而式 (8) 尤其高。

表 6 NO_x/CO 排放的公式预测值 (mg/m³)

	式 (1)	式 (2)	式 (3)	式 (4)	式 (5)	式 (6)	式 (7)	式 (8)	式 (9)
$\text{Ne}=1.0$	70	1 841	163	78	492	1 207	150	570	3 247
$\text{Ne}=0.5$	281	611	109	23	1 927	164	691	1 080	1 029

取相对较合适的式 (3) 和式 (7) 的预估值与 R0110 试验数据进行对比^[9], 如表 7 所示。由表可

见,式(3)预测的结果虽然与试验值的数量级相当,但总体上低估了 NO_x排放,并有较大误差。主要原因是式(3)中的 NO_x对燃烧区温度 T_p很敏感所致。例如,当 T_p>2 100 K后, T_p从 2 323.5 K升高 2% 达到 2 370 K时, NO_x的预测值却从 163 mg/m³升至 256 mg/m³,升幅达 57%。可见,燃烧区温度预估稍有偏差, NO_x的预测值就会产生很大误差。R0110既不是纯扩散燃烧,也不是纯预混燃烧,且主燃区预混火焰里还有扩散燃烧的值班火焰,根据式(12)简单估算的温度并不准确,但目前没有更合适的温度估算方法。

表 7 预测值和试验值的对比 (mg/m³)

Ne	NO _x			CO		
	式(3)	试验值	误差 /%	式(7)	试验值	误差 /%
1.0	163	256	36	150	~0	∞
0.5	109	133	18	691	715	3.4

式(7)对 CO的预测,在满负荷时偏大,部分负荷时与试验数据吻合。这一方面可能是燃烧区温度 T_p被低估,另一方面可能是式(7)表征的 CO随温度的变化速率,如图 3 所示,与 R0110燃烧室的情形有较大偏差。

以上分析计算表明,目前尚无普遍适用的污染物排放预测公式可供使用,尤其是现有估算式的发展还未跟上现代 DLN燃烧室的发展步伐,有必要进一步根据新的试验数据加以修正和改进。

4 结 论

(1)通过对现有污染物排放量估算式中的各个影响因素(燃烧区温度、压力、燃气停留时间等)的作用分析,发现式(3)和式(7)较其它公式,更适于估算采用 DLN燃烧技术的 R0110燃烧室 NO_x和 CO排放量;

(2)试验验证表明,式(3)低估了 NO_x的排放,式(7)则高估了 CO的排放,但它们都合理地反映了污染物随负荷变化的趋势;

(3)现有估算式的预测误差表明,公式中的 NO_x排放量在燃烧区温度高于 2 100 K后,对温度的取值比较敏感。污染估算的准确性与燃烧温度估算的准确性紧密相关,但 R0110燃烧组织方式复杂,没有非常适用的温度估算式,这是导致污染估算不准的主要原因;

(4)有必要针对采用 DLN燃烧技术的现代燃

烧室的特点,进一步研究改进污染物排放估算式的准确性,尤其要考虑类似 R0110燃烧室所具有的如燃料径向分级、燃烧分区、预混和扩散燃烧兼有、燃烧区之间相互影响、各区燃料比随负荷变化规律不统一等特点。

参考文献:

- [1] LEFEBVRE A H Gas turbine combustion[M]. USA: Taylor & Francis, 1998.
- [2] MELLOR A M, FRITSKY K J Turbine combustor preliminary design approach[J]. J Propulsion, 1990, 6(3): 334-343.
- [3] ANDRENI A, FACCHINI B Gas turbines design and off design performance analysis with emissions evaluation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126(1): 83-91.
- [4] ALKABIE H Design methods of the ABB Alston Power gas turbine dry low emission combustion system[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A- Journal of Power and Energy, 2000, 214(A4): 293-315.
- [5] ROKKEN A, HUSTAD J E, BERG S Pollutant emissions from gas fired turbine engines in offshore practice: measurements and scaling[J]. ASME Paper93-GT-170, 1993.
- [6] 祁海鹰, 李宇红. R0110重型燃气轮机燃烧室研究总结报告[R]. 北京: 清华大学, 2007.
- [7] 沈阳黎明航空发动机公司. R0110发动机燃烧室的计算及其特性[R]. 沈阳: 黎明航空发动机公司, 2004.
- [8] LEFEBVRE A H Fuel effects on gas turbine combustion: linear temperature pattern factor and pollutant emissions[J]. Journal of Aircraft, 1984, 21(4): 887-898.
- [9] ODGERS J, KRETSCHMER D The prediction of thermal NO_x in gas turbines[R]. ASME Paper85-GT-126, 1985.
- [10] RIZK N K, MONGIA H C Semi-analytical correlations for NO_x and UHC emissions[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1993, 115(3): 612-619.
- [11] LEWIS G D A new understanding of NO_x formation//Tenth International Symposium on Air Breathing Engines[C]. Nottingham: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1991. 625-629.
- [12] RIZK N K, MONGIA H C Emission predictions of different gas turbine combustors[R]. AIAA Paper94-0118, 1994.
- [13] RINK K K, LEFEBVRE A H Influence of fuel drop size and combustor operating conditions on pollutant emissions[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 1989, 6(2): 113-122.
- [14] MAUGHAN J R, LUTS A, BAUTISTA P J A dry low NO_x combustor for the MS3002 regenerative gas turbine[J]. ASME Paper94-GT-252, 1994.
- [15] BECKER T, PERKAVEC M A The capability of different semi-analytical equations for estimation of NO_x emissions of gas turbines[J]. ASME Paper94-GT-282, 1994.
- [16] ANDERSON D N Effects of equivalence ratio and dwell time on exhaust emissions from an experimental pre-mixing prevaporizing burner[J]. ASME Paper74-GT-69, 1974.

(编辑 伟)

小流量气泡雾化喷嘴试验研究 = Experimental Study of Air Bubble Atomization Nozzles at a Small Flow Rate [刊, 汉] / CHEN Zhen-dong CHEN Xiaoping (College of Energy Source and Environment Southeast University Nanjing China PostCode: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010 25 (6). —593 ~598

Designed was an air bubble atomization nozzle with a small flow rate of 1.2 kg/h. By utilizing a particle dynamic analyzer (PDA), the flow field at the downstream of the nozzles was measured and the distribution regularities and their related factors of liquid mist particle diameters and velocities were analyzed. On this basis, the influence of the air-liquid mass flow ratio, air inlet pressure and length of the mixing chamber on the atomization characteristics was investigated. The research results show that the liquid mist particle diameters assume a non-axisymmetrical distribution along the radial direction, the average particle diameter below the axes is bigger than that above the axes. The liquid drop diameters exhibit a tendency to first decrease and then increase with an increase of the axial distance. Moreover, the liquid mist average velocity assumes a bell-shaped distribution in the axial direction and both the axial average velocity and mean square root velocity of the liquid drops in the outlet zone of the nozzles are relatively big and gradually decrease with an increase of the axial distance. In the outlet zone of the nozzles, the liquid drop particle diameters and velocities exhibit a strong negative correlation, which can be neglected with an increase of the axial distance. An increase of the air-liquid ratio will diminish the liquid mist particle diameter. At an identical air-liquid mass flow ratio (AIR), the atomization effectiveness will get worse with an increase of the air inlet pressure. When the length of the mixing chamber is 2.5 times bigger than its diameter, the atomization effectiveness will be relatively well. Key words: nozzle; atomization; air bubble atomization; atomization characteristics

DLN燃烧室污染排放估算方法的分析 = An Analysis of the Methods for Estimating the Dry Low NO_x Pollutant Emissions From a Combustor [刊, 汉] / CHEN Xiaoli QI Haiying XIE Gang et al (Education Ministry Key Laboratory on Thermal Sciences and Power Engineering Thermal Energy Engineering Department Tsinghua University Beijing China PostCode: 100084) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010 25 (6). —599 ~604

Prediction of NO_x/CO pollutant emissions constitutes an important link of the technology for designing a low pollution (dry low NO_x) combustor for heavy duty gas turbines and its accuracy depends on whether the estimation formula adopted is rational and applicable or not. For this purpose, the applicability of currently available estimation formulae was analyzed and the pollutant emissions performance of R0110 heavy duty gas turbine combustor, the first set self-designed by China, predicted. On this basis, a comparison was made with the test data. The result shows that the majority of currently available estimation formulae are not applicable and the relatively applicable formulae can only be used to predict a result of an equivalent magnitude order. The main causes are as follows: the first is that the formulae are relatively sensitive to the temperature in the combustion zone and the second is that these formulae can not represent the structural features of modern low pollution combustors, thus urgently needing further study and improvement. Key words: R0110 heavy duty gas turbine; low pollution (dry low NO_x) combustor; NO_x/CO pollutant emissions prediction