

生物质气微型燃气轮机燃烧室的数值模拟

张 巍, 翁 一武, 刘爱琥

(上海交通大学 动力机械与工程教育部重点实验室, 上海 200240)

摘 要: 将生物质气应用在为天然气设计的微型燃气轮机中时, 由于其热值较低以及可燃成份的不同, 会给燃烧室的温度场、速度场以及燃烧特性造成影响。对 30 kW 级微型燃气轮机的燃烧室进行了初步的设计, 并在此基础上采用 Fluent 软件对燃烧室燃烧甲烷气和生物质气进行了数值模拟比较, 探讨了燃烧生物质气对燃烧室内部流动、温度分布和 NO_x 排放造成的影响及其原因, 为今后生物质气微型燃气轮机燃烧室的设计应用提供了数据。

关 键 词: 生物质气; 微型燃气轮机; 燃烧室; 数值模拟

中图分类号: TK6; TK473 文献标识码: A

引 言

微型燃气轮机 MGT (Micro Gas Turbine) 是近年来快速发展起来的一种新型的动力机械^[1]。目前商用的单机功率为数十千瓦, 以天然气和液体燃料为主要燃料, 具有效率高、NO_x 排放低、体积小、重量轻和结构简单等特点^[2]。燃烧室是燃气轮机的三大核心部件之一, 其性能是体现微型燃气轮机技术先进性的重要标志之一。微型燃气轮机的燃烧室结构紧凑、轻巧, 其内部工作过程具有高温、高速以及高燃烧强度等特点。要组织好燃烧过程, 使燃烧室具有燃烧效率高、燃烧稳定性好以及有效控制污染物

生成, 必须对燃烧室内部气流流动做深入的研究, 随着 CFD 技术的发展, 应用数值计算方法可以对燃烧室内的流动过程进行模拟分析。

生物质广泛存在, 是一种可再生能源, 由于生物质能的种类多、总量大以及能量密度低的特点, 非常适合用于分布式供能系统, 因此研究生物质气化发电技术的意义重大。与天然气等高热值的燃料相比, 生物质气热值较低, 可燃成份不同 (主要为 CO, H₂, CH₄), 这些特点必然对微型燃气轮机的燃烧室燃烧过程产生影响^[3-4]。CFD 是燃烧室内部流场分析的主要方法, 本文运用 Fluent 软件求解了燃烧室燃烧几种生物质气后的三维流场和温度, 预测了微型燃气轮机燃烧室燃烧生物质气的燃烧流动过程, 并与燃烧纯甲烷气的燃烧室做比较。

1 生物质气燃烧室几何模型的建立

1.1 生物质及其气化

生物质作为生物质能的载体, 是指来源于植物和动物的有机物质^[5]。通常用作能量转化的生物质可以分为 4 大类: 木材残余物、农业废弃物、能源庄稼和城市固体垃圾。

表 1 不同生物质气气化后燃气成份

原料	燃气成份/ %							低位热值 /MJ·m ⁻³
	CO ₂	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	C _n H _m	
甘蔗茎	18.7	0.0	8.0	7.5	1.4	63.8	0.6	2.80
麦秸	14.0	1.7	17.6	8.5	1.4	56.8	0.0	3.66
玉米秸	13.0	1.7	21.4	12.2	1.9	49.8	0.0	5.33
棉柴	11.6	1.5	22.7	11.5	1.9	50.8	0.0	5.59
木屑	15.6	0.7	16.7	16.3	6.8	42.9	1.0	7.25
葡萄籽粉末	13.0	0.0	22.0	17.0	4.0	42.0	2.0	7.40

生物质气化是指生物质原料压制成型或经过简单的破碎加工处理后, 在欠氧的条件下, 送入气化炉

后进行气化裂解, 得到可燃气体并进行净化处理而获得产品气的过程。送入微型燃气轮机燃烧室的

收稿日期: 2008-01-09; 修订日期: 2008-04-10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(90610019); 上海市国际合作基金资助项目(06DZ07006)

作者简介: 张 巍(1984-) 男, 安徽合肥人, 上海交通大学硕士研究生

就是经过上述处理过程后的气化产品气, 典型的生物质原料气化后的燃气成份如表 1 所示。

1.2 生物质气燃烧室的基本尺寸

燃烧室内进行的工作过程十分复杂, 至今人们没有充分掌握其规律, 所以其初步设计参考的是从实践中总结出来的设计规律, 再通过大量试验逐步修改设计, 使之达到要求^[6]。本次设计参考的是 Capstone 公司的 C30 型微型燃气轮机。

通常选取燃烧室的最大横截面积 A_{ref} 作为计算参考面积, 其值由经验公式(1)获得:

$$A_{\text{ref}} = \frac{G_a \sqrt{T_c^*}}{P_c^*} \left[\frac{143.6 \phi_{\text{ref}}}{\phi_0} \right]^{0.5} \quad (1)$$

式中: G_a —空气流量; ϕ_{ref} —燃烧室阻力系数, 一般为 20~30; ϕ_0 —燃烧室总压损失系数; T_c^* —燃烧室进口总温; P_c^* —燃烧室进口总压。根据公式计算最大横截面积为 0.0586 m^2 。

燃烧室的火焰筒直径需要同透平配合, 取内直径 D_i 为 150 mm, 则由式(2)可求得燃烧室外径 D_o :

$$D_o = \sqrt{\frac{4}{\pi} \left(A_{\text{ref}} + \frac{\pi}{4} D_i^2 \right)} \quad (2)$$

计算可得火焰筒外径为 273.2 mm, 取燃烧室长度为 400 mm。

环形燃烧室的外壁面上分布着 3 个与径向成 30° 角的预混燃料喷嘴, 燃烧室外壁沿周向布置一系列稀释孔和一系列冷却孔, 每列孔数分别为 15 和 12, 孔直径分别为 10 和 12 mm。

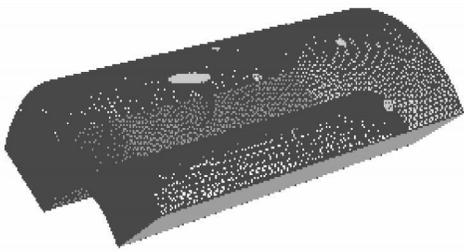


图 1 环形燃烧室的网格划分

2 数值求解方法

2.1 计算模型和计算网格

几何建模过程采用的是目前比较流行的大型 CAD 软件包 PRO/E。由于环形燃烧室是轴对称结构, 为节省计算资源, 只构造了 1/3 环形区域。几何建模完成后, 导入 Gambit 进行网格划分, 采用非结构化网格, 作为计算流场的网格总数为 223 271, 图 1 是环形燃烧室的网格划分。

2.2 数学模型及控制方程

2.2.1 流动控制方程

流动控制方程为 $N-S$ 方程, 湍流流动应用标准 $k-\epsilon$ 模型, 因为燃烧室流场可能存在强旋流, 又采用了 RNG $k-\epsilon$ 模型进行验证。柱坐标下三维流动的 $N-S$ 方程为:

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial x} (r \rho u \phi) + \frac{\partial}{\partial r} (r \rho v \phi) + \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho w \phi) \right] = \frac{1}{r} \times \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(r \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\Gamma \frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) \right] + S_\phi \quad (3)$$

式中: ϕ —通用变量, 分别代表速度 u, v, w 、湍动能、湍流耗散率、焓、湍动应力项和混合分数; Γ_ϕ —湍流输运系数; S_ϕ —源项。

2.2.2 燃烧模型

实际的燃烧过程是湍流和化学反应相互作用的结果, 燃烧的化学反应速率是强非线性和强刚性的。通常的化学反应机理包含了几十种组分和几百个基元反应, 而且这些组分之间的反应时间尺度相差很大, 因此在实际问题的求解过程中计算量和存储量极大, 目前应用尚不现实。在 Fluent 中, 针对不同的燃烧现象, 采用了不同的化学动力学处理手段。本次计算使用的是一般的有限速率模型 (Species Transport), 它适用于预混、部分预混和扩散燃烧, 化学反应一般采用总包机理 (即简化化学反应, 如单步反应) 进行描述, 求解组分的输运方程, 得到每种组分的时均质量分数值为:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho Y_i) = - \nabla \cdot J_i + R_i + S_i \quad (4)$$

式中: 组分 j 的反应源项为所有 K 个反应中, 组分 j 的净生成率:

$$R_i = \sum_k R_{i,k} \quad (5)$$

式中: 反应 k 中组分 j 的反应速率可按照 Arrhenius 公式、混合速率的方法求解。

2.2.3 NO_x 模型

NO_x 主要由 NO (nitric oxide) 所组成, 此外还包括少量的 NO_2 和 N_2O 。本次计算考虑了热力型 NO_x 生成机理 (Thermal NO_x -Zeldovich 机理) 和快速型 NO_x 生成机理 (Prompt NO_x -Fenimore 机理)。在 Fluent 中将求解 NO_x 的输运方程, 对热力型 NO_x 机理和快速型 NO_x 机理, 仅仅求解 NO 的输运方程:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_{\text{NO}}) + \nabla \cdot (\rho Y_{\text{NO}}) = \nabla \cdot (\rho D \nabla Y_{\text{NO}}) + S_{\text{NO}} \quad (6)$$

2.3 边界条件

在 Fluent 中应用 SIMPLE 算法求解离散方程, 边界条件从 4 个方面论述。

2.3.1 入口边界条件

给定燃料喷嘴进口处的压力、燃气质量流量、燃气进口温度以及各稀释孔和冷却孔的空气流量、进口温度, 由于具体参数太多暂不列出, 在后面的计算结果中一起给出并说明。

2.3.2 出口边界条件

出口边界为自由出流边界(outflow), 除满足流量连续的条件外没有附加任何限制条件。

2.3.3 壁面条件

燃烧室壁面应用标准壁面函数, 为无滑移、不渗透的固体壁面, 在壁面处, 径向和法向速度为零, 湍流参数也为零。浓度和浓度脉动均方值的法向梯度也为零。

2.3.4 周期性边界条件

在计算区域周向方向的两个边界是周期性边界, 对任意变量 ϕ 做如下处理:

$$\phi_0 = \phi_N, \phi_1 = \phi_{N+1} \tag{7}$$

3 数值计算结果及分析

3.1 对流量影响

气化原料、气化方法、气化剂的不同都会给气化工产品气带来影响, 主要影响生物质气的热值和成份。将表 1 所示的几种燃料应用到燃气轮机产生相同的功率 30 kW 时, 空气及燃料的流量计算结果如表 2 所示, 数值模拟的燃烧室压力为 0.3 MPa。

表 2 应用不同的燃料时燃烧室入口流量计算结果

	甘蔗茎	麦秸	玉米秸	棉柴	木屑	葡萄籽粉末	甲烷
理论空气量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.633	0.786	0.976	1.007	1.753	1.781	17.317
燃料喷嘴入口温度/K	609	632	648	651	697	696	802
燃料喷嘴入口燃料流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.0514	0.0399	0.0266	0.0253	0.0186	0.0177	0.0024
单个燃料喷嘴入口流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.0301	0.0258	0.0192	0.0186	0.0192	0.0185	0.0174
燃料喷嘴入口燃料质量百分比/%	56.8	51.5	46.1	45.3	32.2	31.9	4.6
燃气总流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.2522	0.2700	0.2867	0.2882	0.2934	0.2950	0.3114

从表 2 中可以看出, 随着热值的降低, 燃料入口的燃料质量流量和燃料质量比相应增加, 热值最高的纯甲烷气质量流量为 0.0024 kg/s, 燃料质量比为 4.6%, 生物质气中热值最高的葡萄籽粉末气化后燃料质量流量为 0.0177 kg/s, 燃料质量比为 31.9%, 热值最低的甘蔗茎气化后相应的参数更是分别高达 0.0514 kg/s 和 56.8%。生物质气燃料入口总的燃气质量流量也高于纯甲烷气的流量。

3.2 对温度场和速度场的影响

使用不同的燃料时, 燃烧室数值模拟的计算结果如表 3 和表 4 所示。其中, 表 3 是燃烧室采用标准 $k-\epsilon$ 湍流模型的计算结果, 而表 4 是燃烧室采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型的计算结果。从计算结果来看, 本模型中强旋流的影响并不大, 在定性的反映趋势上应用标准 $k-\epsilon$ 模型已可以说明问题, 以下说明及分析均采用的是标准 $k-\epsilon$ 模型的计算结果。燃烧室出口的温度不均匀系数定义为:

$$\text{不均匀系数 } A_t = \frac{\text{出口最高温度} - \text{出口平均温度}}{\text{出口平均温度}} \times 100\% \tag{8}$$

燃烧室出口处燃气温度场的均匀程度对于燃气透平工作叶片的工作安全性有密切影响, 一般要求不均匀系数 $A_t \leq 10\%$, 从表 3 中的结果来看, 对于纯甲烷气来说不均匀系数为 5.4%, 符合燃烧室出口

温度场的要求。而对于各种生物质气来说, 出口温度场的不均匀程度均有提高, 燃烧由甘蔗茎、麦秸气化所得的生物质气还可以满足燃烧室出口温度场要求, 但当使用木屑气化的生物质气时不均匀系数则高达 21.4%, 温度场的不均匀会导致局部的高温, 有可能导致透平的破坏, 所以燃烧室燃烧生物质气时需要燃烧室做相应的改进。

图 2 是燃烧室内纵截面的温度分布和速度矢量, 其中生物质气选择的是热值最低的甘蔗茎和热值最高的葡萄籽粉末。从温度分布图 2(a)、(c)、(e) 中可以看出, 生物质气燃烧室前部的局部高温区范围随着燃料入口的燃气流量增加而增大, 但是燃烧室内部最高温度随着燃料热值的降低而降低, 即热值最低、燃气流量最大的甘蔗茎燃烧室局部高温区最大、燃烧室内部温度最低, 而热值最高、燃气流量最小的纯甲烷气燃烧室局部高温区最小、燃烧室内部温度最高。从速度矢量图 2(b)、(d)、(f) 中可以看出, 甘蔗茎燃烧室燃料入口流量最大, 对燃烧室内壁冲击较为明显, 其燃烧室内部流场的回流区小得多, 较为紊乱; 纯甲烷气燃烧室燃料入口流量最小, 对燃烧室内壁几乎没有冲击, 整个燃烧室内部流场回流区较大, 流场也比较稳定; 葡萄籽燃烧室的内部流动情况介于上述两种燃料之间。

表 3 输出相同功率时的燃烧室数值模拟结果(标准 $k-\epsilon$ 模型)

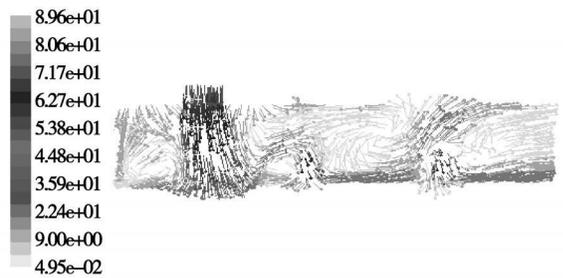
	甘蔗茎	麦秸	玉米秸	棉柴	木屑	葡萄籽粉末	甲烷
燃烧室最高温度/K	1 565. 7	1 805. 8	1 985. 1	1 999. 1	2 060. 1	2 106. 6	2 385. 5
出口平均温度/K	1 122. 5	1 147. 7	1 122. 6	1 115. 8	1 138. 8	1 139. 4	1 119. 2
出口最高温度/K	1 218. 8	1 241. 8	1 255. 1	1 340. 8	1 382. 9	1 289. 8	1 179. 2
出口最低温度/K	1 067. 6	1 087. 8	942. 9	834. 9	1 034. 3	962. 9	1 080. 8
不均匀系数 $A_v/\%$	8. 6	8. 2	11. 8	20. 2	21. 4	13. 2	5. 4
出口平均流速/ $m \cdot s^{-1}$	5. 46	5. 97	6. 34	6. 38	6. 59	6. 67	8. 04

表 4 输出相同功率时的燃烧室数值模拟结果(RNG $k-\epsilon$ 模型)

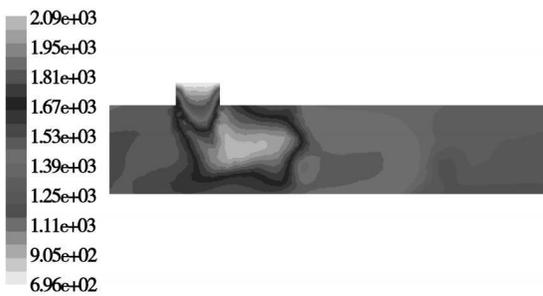
	甘蔗茎	麦秸	玉米秸	棉柴	木屑	葡萄籽粉末	甲烷
燃烧室最高温度/K	1 567. 2	1 811. 1	1 997. 2	2 018. 5	2 064. 9	2 118. 0	2 467. 9
出口平均温度/K	1 124. 9	1 151. 6	1 118. 8	1 105. 2	1 137. 6	1 146. 8	1 146. 1
出口最高温度/K	1 237. 1	1 261. 7	1 273. 0	1 371. 7	1 327. 2	1 353. 0	1 222. 5
出口最低温度/K	1 044. 9	1 053. 6	1 004. 4	910. 1	911. 9	895. 4	1 033. 6
不均匀系数 $A_v/\%$	9. 9	9. 6	13. 8	24. 1	16. 7	18. 0	6. 7
出口平均流速/ $m \cdot s^{-1}$	5. 74	6. 62	6. 61	7. 46	7. 12	6. 54	7. 23



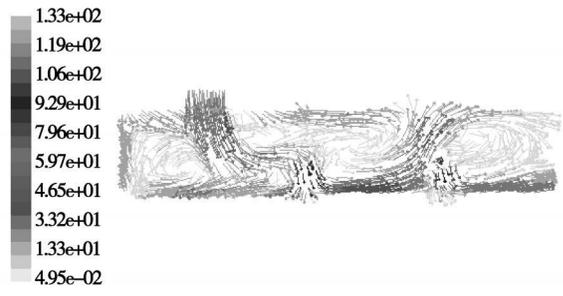
(a) 燃烧室(甘蔗茎)纵截面温度分布



(b) 燃烧室(甘蔗茎)纵截面速度矢量



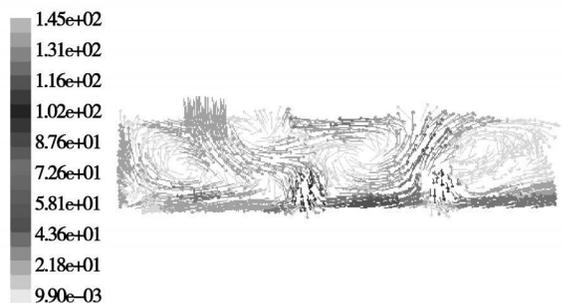
(c) 燃烧室(葡萄籽)纵截面温度分布



(d) 燃烧室(葡萄籽)纵截面速度矢量



(e) 燃烧室(甲烷)纵截面温度分布



(f) 燃烧室(甲烷)纵截面速度矢量

图 2 燃烧室纵截面温度分布和速度矢量

对造成这种现象的原因可以进行如下解释:一方面,理论和实践表明不同的混合气体组成对火焰传播速度有着显著的影响。 $CO + 空气$ 的最大火焰

传播速度为 $1 m/s$ 左右, $H_2 + 空气$ 的最大火焰传播速度为 $2.5 m/s$ 左右, $CH_4 + 空气$ 的最大火焰传播速度 $0.3 m/s$ 左右^[7]。生物质气燃料可燃成份主要为

上述 3 种物质, 纯甲烷气燃料则只包含只有一种可燃成份 CH_4 , 而 CH_4 的火焰传播速度明显低于 CO 和 H_2 的, 也就是说包含多种可燃成份的生物质气燃料的火焰传播速度是高于纯甲烷气的。另一方面, 燃烧生物质气需要燃料入口的燃气流量和流速加大。这两个因素造成燃烧室燃烧生物质气时内部流场较燃烧纯甲烷气时复杂, 速度场和温度场的分布情况反映了这两个方面所造成的影响。

3.3 对 NO_x 生成的影响

表 5 燃烧室 NO_x 生成计算结果

	热值 / $\text{MJ}\cdot\text{m}^{-3}$	燃烧室最 高温度/ K	出口 NO_x 平 均质量分数
甘蔗茎	2.80	1 565.7	$3.06\text{E}-10$
麦秸	3.66	1 805.8	$3.24\text{E}-08$
玉米秸	5.33	1 985.1	$6.18\text{E}-07$
棉柴	5.59	1 999.1	$7.86\text{E}-07$
木屑	7.25	2 060.1	$2.05\text{E}-06$
葡萄籽粉末	7.40	2 106.6	$4.10\text{E}-06$
甲烷	35.90	2 385.5	$7.26\text{E}-05$

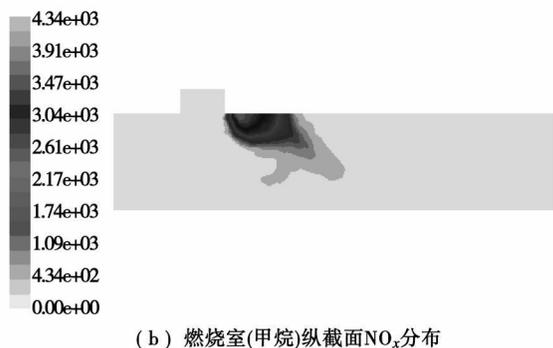
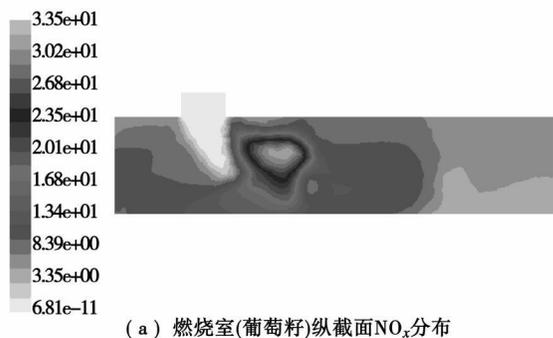


图 3 燃烧室纵截面 NO_x 分布

表 5 是燃烧室 NO_x 生成的数值模拟计算结果, 图 3 是燃烧室纵截面 NO_x 分布。本次计算考虑了热力型 NO_x 生成机理和快速型 NO_x 生成机理, 但是热力型 NO_x 生成机理占主导地位, 即温度是影响 NO_x 生成的主要因素。当燃烧温度低于 $1\ 800\ \text{K}$ 时, 热力 NO_x 生成极少; 当温度高于 $1\ 800\ \text{K}$ 时, 反

应逐渐明显, 而且随着温度的升高, NO_x 生成量急剧升高^[8]。

数值模拟的结果印证了这一点, 由于生物质气热值较低, 其燃烧室内部温度低于纯甲烷气燃烧室, NO_x 含量也就下降。燃料热值越低, 燃烧温度越低, NO_x 含量也就越低, 从表 5 中可以看出热值最低的两种燃料甘蔗茎和麦秸的 NO_x 生成几乎可以忽略不计。对比图 2(c)、(e)和图 3(a)、(b)可以看出, NO_x 的富积区域与局部高温区基本吻合, 也就是说温度对 NO_x 生成的影响比较大。

4 结论与展望

(1) 对燃烧室燃烧纯甲烷气和生物质气进行了数值模拟。模拟结果表明, 原本燃烧天然气的燃烧室直接改为燃烧低热值的生物质气, 会对燃烧室内部的流场和温度场产生影响, 局部高温区变大, 流场前部流速加大, 高温燃气直接冲击内筒壁, 出口温度场不均匀程度加大, 这些问题是需要在今后的燃烧室改型中解决。

(2) 燃烧室燃烧低热值的生物质气, 可以降低燃烧室内部主燃区的温度, 有效地减少了 NO_x 的产生, 使 NO_x 的排放保持在较低水平。另外, 由于生物质能特性, CO_2 的净排放为零。

为燃烧天然气设计的微型燃气轮机燃烧室直接应用生物质气化产品气这种低热值燃料时, 会使燃烧室的性能下降, 但是可以有效降低有害气体排放。在今后的研究中, 需要对燃烧室整体加以优化改进。

参考文献:

- [1] 翁一武, 苏明, 翁史烈. 先进微型燃气轮机的特点与应用前景[J]. 热能动力工程, 2003, 18(2): 111-116.
- [2] 张文普, 丰镇平. 微型燃气轮机燃烧室性能的数值研究[J]. 燃气轮机技术, 2003, 16(2): 26-30.
- [3] 徐纲, 聂超群, 黄伟光, 等. 燃气轮机燃烧室燃烧天然气和燃烧中低热值煤气的比较[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(1): 141-144.
- [4] DIETER BOHN, JOACHIM LEPERS. Effect of biogas combustion on the operation characteristics and pollution emissions of a micro gas turbine[J]. Atlanta: Power for Land Sea and Air, 2003.
- [5] 吴创之, 马隆龙. 生物质能现代化利用技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2003.
- [6] 焦树建. 燃气轮机燃烧室[M]. 北京: 清华大学出版社, 1981.
- [7] 钱申贤. 燃气燃烧原理[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1989.
- [8] 岑可法, 姚强, 骆仲决, 等. 燃烧理论与污染控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.

(编辑 单丽华)

利用威布尔分布模型对球磨机可靠性分析 = **Reliability Analysis of a Ball Mill by Using a Weibull Distribution Model**[刊,汉]/ ZHOU Ying-biao, FAN Du-ping (National Key Laboratory on Coal Combustion, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074), DUAN Quan-peng (Power Generation Engineering Sub-company, Central South Electric Power Design Institute, Wuhan, China, Post Code: 430071)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 95 ~ 99

Described were a Weibull distribution model and its merits. Fault data of B ball mill in a thermal power plant were classified and sorted out. When calculating by using a two-parameter Weibull model and three-parameter one, software Matlab and a correlative coefficient optimization method were used respectively to effect a fitting. The results calculated from the above data were compared and analyzed. The three-parameter Weibull distribution model is very similar to the two-parameter one. As the three-parameter Weibull distribution model is more compatible with actual conditions due to the location parameters being taken into account, it was used in the actual analysis of a ball mill during its status inspection and maintenance. A concrete use of reliability analysis technology is to obtain a mean time between failures (MTBF) by using the mathematical expectation formula of the three-parameter Weibull distribution. A cyclic inspection period of equipment condition been obtained by employing the correlation between the detection period and MTBF. Also diagnosed was the fault type based on a failure rate function. **Key words:** ball mill, reliability analysis, Weibull distribution

生物质气微型燃气轮机燃烧室的数值模拟 = **Numerical Simulation Study of a Micro Gas Turbine Combustor Burning Gasified Biomass Fuel**[刊,汉]/ ZHANG Wei, WENG Yi-wu, LIU Ai-guo (Education Ministry Key Laboratory on Power Machinery and Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240)// Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 100 ~ 104

When biomass gas is used in a micro gas turbine designed for burning natural gas, the temperature field, velocity field and combustion characteristics of the relevant combustor may be influenced by a relatively low heat value and different combustible constituents of the gas. The preliminary design of a 30 kW micro gas turbine combustor was performed, and on this basis, a numerical simulation comparison of the combustor when it burns methane and the biomass gas was conducted by using software Fluent. Moreover, investigated were the influence of burning the biomass gas on the inner flow and temperature distribution in the combustor as well as the NO_x emissions, and the causes of such an influence. The foregoing will provide useful data for the future design of micro gas turbine combustors burning the biomass gas. **Key words:** biomass gas, micro gas turbine, combustor, numerical simulation

OWC 波能装置冲击式透平的计算流体力学分析 = **CFD (Computational Fluid Dynamics) Analysis of an Impulse Turbine in an OWC (Ocean Wave Converter) Wave Energy Device**[刊,汉]/ LIU Zhen, SHI Hong-da (Oceanological Engineering Department of Engineering College, Ocean University of China, Qingdao, China, Post Code: 266100), XIONG Cong-bo (National Bureau of Oceanography No. 1 Research Institute, Qingdao, China, Post Code: 266061) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2009, 24(1). - 105 ~ 108

In recent years, impulse type turbines provided with fixed guide blades have received widespread attention when used in OWC (Ocean Wave Converter) type wave-energy power-generation plants. A three-dimensional numerical simulation has been performed of this kind of turbines by using software Fluent, and the influence of the ratio between the outer-diameter clearance and the hub on the operation performance of the turbines, investigated. In addition, the pressure distribution and air-flow conditions on the surface of rotating blades were also studied. The calculation results are in relatively good agreement with test data, thus providing a valuable reference for the turbine design. The numerical simulation method in question can become an effective means for an in-depth study of the impulse type turbines for use in wave-energy power gener-