

制冷炊事兼用生物质成型燃料炉具的设计

刘圣勇¹, 连瑞瑞¹, 王晓东², 张磊¹, 梁盼¹

(1. 河南农业大学农业部可再生能源重点开放性实验室, 郑州 450002; 2. 河南省新密市刘寨镇人民政府, 新密 452370)

摘要: 为了解决当前农村能源紧缺的问题, 依据当前农村普遍生活、炊事习惯和严格的热工计算, 设计出农户制冷、炊事所需要的生物质成型燃料炉具。测试结果为: 热效率 40.6%, 上火时间 15 min, 旺火时间 62 min, 炉具达到了国家的相关标准, 符合生物质的燃烧特性, 污染物排放量少, 燃烧比较稳定, 可为制冷系统稳定运行提供能量。

关键词: 生物质, 机具, 设计, 生物质成型燃料, 农村能源

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2011.z1.055

中图分类号: TK6

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2011)-Supp.1-0286-05

刘圣勇, 连瑞瑞, 王晓东, 等. 制冷炊事兼用生物质成型燃料炉具的设计[J]. 农业工程学报, 2011, 27(增刊 1): 286-290.

Liu Shengyong, Lian Ruirui, Wang Xiaodong, et al. Design of biomass briquette stove for cooling and cooking [J]. Transactions of the CSAE, 2011, 27(Supp.1): 286-290. (in Chinese with English abstract)

0 引言

世界经济的快速发展, 需要消耗大量的能源, 这与化石能源储量的有限性形成了矛盾, 能源问题已成为世界各国人民面临的最紧迫问题之一; 同时由于环境污染和温室效应, 使得人们对环保的重视程度达到了前所未有的高度, 那些对臭氧层有破坏、能够产生温室效应的氯氟烃 (CFCs) 类制冷剂被人们严格限制使用, 寻找氯氟烃 (CFCs) 类制冷剂替代物的问题受到世界各国科学家的高度关注^[1]。氨水吸收式制冷系统由于其可利用低品位能源制冷, 同时制冷工质是环境友好型的氨, 既不破坏臭氧层, 又不产生温室效应, 近年来受到国内外研究学者的重视^[2]。

最早的太阳能驱动的氨水吸收式制冷系统在 1960 年诞生于美国的佛罗里达州, 是世界上第一套利用平板集热器供热的氨水吸收式空调系统 1968~1970 年, 加拿大西蒙特里尔大学 (University of Western Ontario) 研制出了间歇式太阳能驱动的氨水吸收式制冷系统^[3-4]。1978 年, 德国 Dornier 公司利用高效热管式集热器, 成功研制了小型太阳能氨水吸收式制冷机^[5]; 1985 年, 埃及 Alazhar 大学研制了一套依靠自然对流驱动溶液循环的太阳能驱动氨水吸收式制冷机^[6]; 1990 年, 美国能源概念公司 (Energy Concepts Company) 推出的 Isaac 太阳能制冰机^[7]实现了产品化, 其样机采用间歇式制冷方式运行; 2002 年, 西班牙马德里技术大学开发了一台专门用于太阳能制冷的氨水吸收式制冷机样机^[8]。国外对太阳能驱动的氨水吸收式制冷系统的研究多集中在上世纪 70~90 年代, 且都停留在理论研究和经济性分析阶段^[9-11]。国内对太阳能吸收

式制冷的研究相对较多, 但对生物质能驱动的氨水吸收式制冷系统的研究报道较少, 对太阳能和生物质联合吸收式制冷系统的研究基本上没有相关报道。

利用太阳能和生物质能联合驱动制冷机运行, 不仅有效地节约了能源, 拓宽了太阳能和生物质能的利用领域, 而且有利于环境保护。对该系统中的生物质炉具进行设计, 从而使其能够满足制冷装置的需要, 持续稳定地为制冷装置提供能量。

1 生物质炉具主要设计参数的确定

1.1 炉具热负荷的确定

设计一个和吸收式制冷机相匹配的炉具, 是一个重要的研究内容。只有做到了炉具与制冷机匹配, 才能持续稳定地为制冷系统提供能量。炉具热负荷的确定是设计炉具的关键, 热负荷的大小直接影响到制冷系统的性能、制冷系数以及系统的稳定性。选定制冷机组的功率是 260 W, 每小时耗能为 9.36×10^5 J (即 936 kJ), 对于炉具来说, 它提供的只是蒸汽的热量, 而蒸汽经过换热器传递给制冷机组的发生器时存在一定的热损失, 我们根据经验蒸汽传热的效率约为 0.75。因此, 设计的炉具需要达到与制冷机组的优化配置, 才能保证制冷系统的稳定性。

1) 炉具需要提供给制冷机组的热负荷为

$$Q_s = \frac{Q}{\eta_1 \cdot \eta_2} \quad (1)$$

式中, Q 为制冷机组需要的热负荷, kJ/h; Q_s 为炉具需要提供给制冷机组的热负荷, kJ/h; η_1 为蒸汽的传热效率, %; η_2 为蒸汽由炉具到加热器的传热效率, %。

将已知数据 $Q=936$ kJ, $\eta_1=0.75$, $\eta_2=0.95$, 代入 (1) 式, 可得出 $Q_s \approx 1314$ kJ/h。

2) 炉具需提供给制冷机的实际蒸汽量

$$q_{ms} = \frac{Q_s}{r} \quad (2)$$

收稿日期: 2011-01-08 修订日期: 2011-03-01

作者简介: 刘圣勇 (1964-), 男, 汉族, 博士, 教授, 博士生导师, 从事生物质能转化利用方面的研究。郑州 河南农业大学机电工程学院, 450002。Email: liushy@vip.sina.com

式中, r 为水的汽化潜热, J/kg。

将已知数据代入 (2) 式, 可得出 $q_{ms}=0.595$ kg/h。为保证制冷机正常工作, 选取蒸汽的流量为 0.6 kg/h。

3) 在设计炉具时还要考虑炉具的炊事用热。

据资料显示, 中国农村以五口之家为例, 要维持起码的生活水平, 平均每人每天的所需的热量为 11 880 kJ, 每顿饭的做饭时间为 2 h, 每天做饭 3 次^[9], 因此每天所需的热量为 59 400 kJ; 设计的生物质燃料炉具的设计热效率为 40%。

$$Q_1 = \frac{q \cdot n}{\tau} \quad (3)$$

式中, τ 为每天的做饭时间, h/d。

将已知数据代入 (3) 式, 可得出 $Q_1=9\ 900$ kJ/h。因此, 炉具的总热负荷为 11 214 kJ/h。

1.2 炉具水套容积的确定

制冷系统正常工作的前提是要有持续不断的蒸汽给它提供能量, 而水套容积的大小直接影响着炉具能否持续的产生蒸汽。根据已有炉具的设计经验, 炉具水套内水的充灌量在 3~6 kg, 由于本制冷系统功率较小 (仅 260 W), 从水套内产生的蒸汽量约为 0.6 kg/h, 故热管炉具水套中水的充灌量取 4.5 kg 为宜, 依据水的量确定水套容积, 4 kg 水所占的体积 $V_s=0.0045$ m³, 水套预留 10% 的空间, 最终炉具水套的体积为

$$V_{st} = V_s(1+10\%) \quad (4)$$

式中, V_{st} 为炉具水套的体积, m³; V_s 为水的体积, m³。

将已知数据代入 (4) 式, 可得出 $V_{st}=0.005$ m³。

1.3 燃料消耗量的确定

在确定了炉具的燃料和炉具的热负荷之后, 就要确定燃料的消耗量^[12]。试验用的玉米秸秆成型燃料的热值 $q_{net,ar}$ 约为 14 890 kJ/kg。在不进行炊事时, 燃料的消耗量为

$$m_1 = \frac{Q_s}{q_{net,ar} \cdot \eta_3} \quad (5)$$

式中: $q_{net,ar}$ 为燃料的热值, kJ/kg; Q_s 为每日炊事所需的热量, kJ/d; η_3 为炉具的设计热效率, %。

将已知的数据代入 (5) 得炉具燃料的消耗量为 $m_1 \approx 0.221$ kg/h。

在炊事时燃料消耗量为:

$$m = \frac{Q_s + Q_1}{q_{net,ar} \cdot \eta_3} \quad (6)$$

将已知的数据代入 (6) 得炉具燃料的消耗量为 $m \approx 1.883$ kg/h, 燃料的消耗量为炉膛参数的确定提供参考依据。

1.4 炉膛参数的确定

炉膛 (燃烧室) 是指从炉篦到炉口之间的部分, 燃料在这里充分燃烧。炉膛参数主要包括炉膛容积热负荷和炉排热负荷, 恰当选择炉膛参数是燃料完全燃烧的根本保证^[13]。

1.4.1 炉膛容积

炉膛容积热负荷决定炉膛容积的大小, 即在单位炉

膛容积内燃料每小时燃烧释放热量的大小。炉膛容积大小的确定可按式计算

$$V_{lt} = \frac{m \cdot q_{net,ar} \cdot \eta_1}{q_{max}} \quad (7)$$

式中, V_{lt} 为炉膛容积, m³; m 为炉具每小时燃料的消耗量, kg/h; q_{max} 为燃烧室的最大容积热负荷, kJ/h·m³。

据统计, 容积热负荷一般在 25 000~40 000 J/h·m³, 根据炉具燃烧室容积的设计经验, 取容积热负荷为 30 000 J/h·m³, 代入 (7) 式可得 V_{lt} 是 0.020 m³。中国五口之家所用的燃煤炉具的炉膛容积一般是在 0.015~0.025 m³ 之间^[10]。计算得出的炉膛容积在此之间, 证明选取的容积热负荷合理。本文设计的炉具炉口直径为 $D=12$ cm, 这是农用煤炉炉口的常用尺寸。

1.4.2 炉排总面积及炉篦

1) 炉排的面积实际上是指炉具炉膛的下部, 炉膛容积上部已经确定, 而且炉膛形状是圆台, 可以利用圆台的体积公式得出炉膛下部圆的半径, 从而得出炉排的面积。

$$V_{lt} = \pi h(r^2 + rR + R^2) \quad (8)$$

式中, V_{lt} 为炉膛的容积, m³; h 为炉膛高度, m; r, R 分别为炉膛的上炉口半径和炉膛底部半径, m。

由 (8) 式可以得到一个关于 R 的关联式, 将已知数据 (炉膛的容积为 $V_{lt}=0.035$ m³, 高度为 $h=0.35$ m, 上炉口半径为 $r=0.06$ m) 代入 (8) 式, 通过解方程可以得到炉膛底部圆的半径 $R \approx 0.16$ m。

则炉排的总面积为:

$$S = \pi \cdot R^2 \quad (9)$$

将已知的数据代入 (9) 式得炉排的总面积 $S \approx 0.08$ m²

2) 炉排的热负荷可按式计算

$$q_{lp} = \frac{m \cdot q_{net,ar} \cdot \eta_{lp}}{S} \quad (10)$$

将已知数据代入 (10) 式得炉排热负荷 $q_{lp} \approx 140\ 189$ kW/m²。

3) 炉篦

炉篦安装在炉膛的下部, 起支撑燃料及通风助燃的作用。空气从其空隙进入炉膛, 在炉膛内与燃料充分混合, 有助于燃料的燃烧^[14], 空气与燃料的接触面积的大小由炉篦空隙的大小决定, 因此炉篦面积的大小直接影响燃料燃烧的效果, 面积过大或者过小都将影响燃烧效果。根据有关文献关于炉排的设计参数及本实验室的设计经验, 将炉篦的面积定为炉排总面积的一半, 即炉篦的面积为

$$S' = S/2 \quad (11)$$

将已知数据代入 (11) 式得 $S' = 0.04$ m²

1.4.3 吊火高度

吊火高度是指炉排与锅底之间的距离。查文献^[11], 可知当吊火高度为 30 cm 左右时, 火焰温度较高处与接触锅底, 炉具的作用主要是加热水套为制冷系统提供热量, 为使高温火焰能较好的加热水套内的水, 将吊火高度定为 30 cm。

1.5 烟囱参数的确定

烟囱的主要作用是将空气从进风口抽入炉膛,使燃料和空气充分接触,使其尽量能够完全燃烧,同时将炉膛内的烟尘抽出。无论燃用何种生物质燃料,烟囱都会对燃烧效果产生很大的影响。

1) 烟囱的高度的确定可按下式计算

$$L = \frac{29.27P_1}{P_0 \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right)} \quad (12)$$

式中, L 为烟囱的高度, m; P_0 为当地的大气压, Pa; P_1 为炉具的吸风压力, Pa; T_1 为当地的环境温度, K; T_2 为为烟囱内的平均温度, K。

当地大气压取 101 323.2 Pa, 炉具的吸风抽力根据经验取 15.5 Pa。环境温度为 293 K (20℃), 烟囱内的平均温度 T_2 为 473 K (200℃), 将数据代入 (12) 式得到烟囱高度 $L=2.41$ m。

2) 烟囱截面积可按下式计算

$$F = \frac{m \cdot V_y \cdot (273 + t_y)}{3600 \cdot W_y \cdot 273} \quad (13)$$

式中, F 为烟囱截面积, m^2 ; V_y 为单位时间、单位燃料产生的烟气量, $m^3/kg \cdot h$; W_y 为烟气流速, m/s。

烟气流速按 1.5 m/s 计算, 得出 F 为 24.9 cm^2 , 采用圆形烟囱, 其直径为 5.64 cm。炉具其他部分的设计可参照此文献[15]进行。

表 1 炉具主要设计参数

Table 1 Main design parameters of stove			
项目	符号	计算或数据来源	数值
热效率/%	η	设定	40
炉具热负荷/(kJ·h ⁻¹)	Q_1	公式 (3)	11 214
水套容积/m ³	V_{st}	公式 (4)	0.005
燃料消耗量/(kg·h ⁻¹)	M	公式 (6)	1.883
炉膛容积/m ³	V_{lt}	公式 (7)	0.020
吊火高度/cm	H	文献[9]	30
炉排总面积/m ²	S	公式 (9)	0.08
炉排面积热负荷/(kw·m ⁻²)	qlp	公式 (10)	140 189
炉篦总面积/m ²	S'	公式 (11)	0.04
烟囱高度/m	L	公式 (12)	2.41
烟囱截面积/m ²	F	公式 (13)	24.9

经过计算, 设计出所需炉具的结构示意图如图 1 所示。

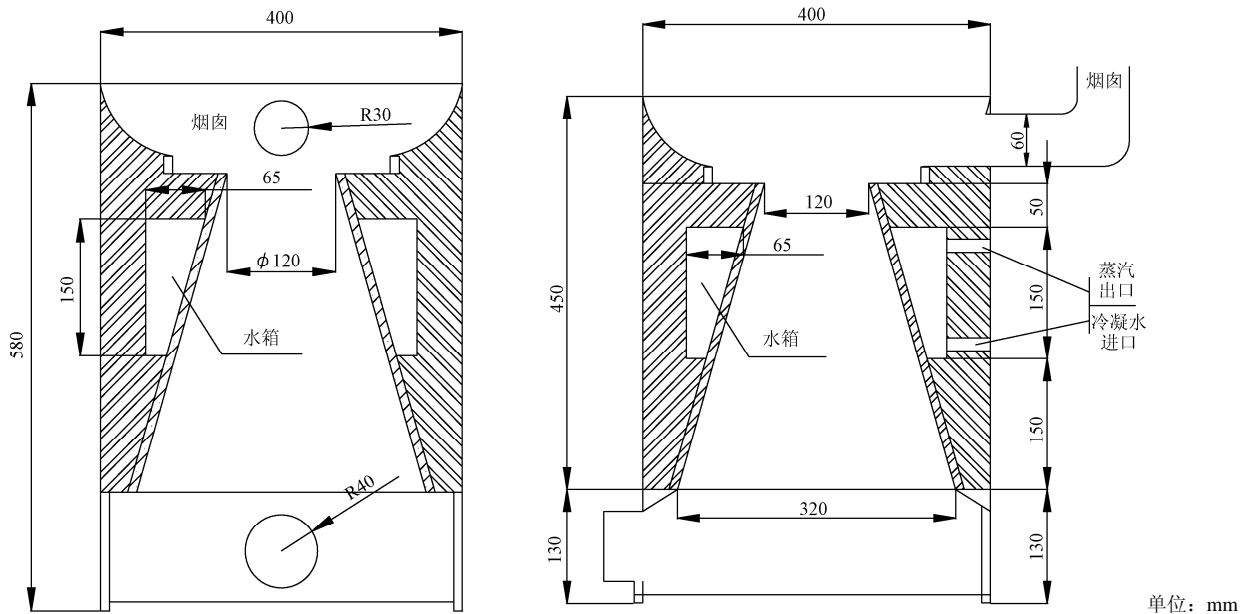


图 1 炉具的结构简图

Fig.1 Structural diagram of the stove

2 生物质成型燃料炉具性能的测试

2.1 试验方法、仪器和条件

1) 根据 GB6412—1986 家庭用煤及炉具试验方法和 NY/T8—2006 民用炉灶热性能试验方法, 对设计的生物质成型燃料炉具进行试验, 本文采用试验方法为一次使用 (不封火)。

2) 测试用仪器仪表: 温度计 (测量范围 0~150℃, 分度值 0.2℃); 排气烟度计 (FQD-102 型); 热电偶及高温计; EU-2 (BL-2), 配套高温计; 表面温度计: 0~300℃, 分度值 2℃; 时钟 (日差小于 1 min); 台秤 (测

量范围 0~10 kg, 感量 5 g); 小磅秤: 50 Kg, 感量 25 g; 干、湿球温度计; 普朗特气体取样器; KM9106 综合烟气分析仪; 风速计 (0~10 m/s, 精度 0.5 m/s)。

3) 测试条件: 试验在室内进行; 测试工质用常温水; 测试燃料用自然风干成型玉米秸秆燃料; 环境温度 20℃左右; 相对湿度小于 85%; 室内风速小于 0.5 m/s; 试验时炉门一次调好, 试验过程中不要再调整; 实验时炉具要远离其它火源; 室内无其他热源。试验用玉米秸秆成型燃料 1.0Kg, 含水率为 8%, $Q_{net,ar}$ 为 14 890 KJ/kg; 纸 0.1 Kg, $Q_{net,ar}$ = 17 500 KJ/kg; 蒸发锅初始水质量 6Kg。试验用成型燃料及引火物工业、元素分析如表 2 所示。

表 2 试验用燃料（玉米秸秆）及引火物工业、元素分析
Table 2 Industry analysis and chemical analysis of fuel in experiment(corn straw)

工业分析/%		元素分析/%						$Q_{net.ar}/(kJ \cdot kg^{-1})$	
V	FC	A	M	C	H	O	N	S	
71.44	17.74	5.92	4.88	42.18	5.46	13.80	0.73	0.12	14 890

注： $Q_{net.ar}$ 为燃料的低位发热量。

试验前校正所有仪表；化验试验用纸张及生物质成型燃料的准备，试验用燃料，如在试验前进行干燥，要冷却至室温，再进行试验；试验前，先称量试验用炉具重量，放入试验用生物质燃料燃烧，待烧完后，倒出炉灰，再称炉具重，至炉具燃烧前后恒重（减重小于 25 g），将炉具冷却至室温；先用台秤称量加入炉内的燃料量（ G_{C1} ），及测量时水的质量 $G_s=6\ 000\ g$ ，试验时将温度计插入锅内，并使感温泡位于距锅底 3 cm 处，记录水的初始温度为 $t_1=20^\circ C$ ，点火并记录炉内燃料起火时刻。锅水沸腾时，记录下时刻和水温 $t_2=100^\circ C$ ，同时停止添加燃料并取出未燃尽燃料将其熄灭，用台秤称其质量（ G_{C2} ）。

2.2 试验数据

按照国标 GB6412—1986 家庭用煤及炉具试验方法，对设计的生物质成型燃料炉具进行测试，结果如表 3 所示。

表 3 炉具的测试结果
Table 3 Results of stove testing

名称	符号	公 式	平均值
点火难易/min	T_D	$T_D=T_2-T_1$	7
上火时间/min	T_S	$T_S=T_3-T_1$	15
旺火时间/min	T_W	$T_W=T_5-T_4$	62
可用火时间/min	T_K	$T_K=T_6-T_3$	169
总燃烧时间/min	T_R	$T_R=T_6-T_1$	211
有烟时间/min	T_Y	$T_Y=T_{SY}-T_1$	8
总蒸发量/g	D_{ZZ}	$D_{ZZ}=(D_G+D_S)-(D_G+D_{YS})$	3 242
炉具热效率/%	η	$\eta=[G_S C_p (t_2-t_1)/(G_{C2}-G_{C1})Q_{net.ar}] \times 100\%$	40.6
炉壳温度/ $^\circ C$	t_Q	实测	62
炉口温度/ $^\circ C$	t_k	实测	310
排烟中 CO 含量/%	CO	实测	0.11
排烟中 NOx 含量/%	NOx	实测	0.0265
烟气格林曼黑度 (YH/级)	YH	实测	<1

2.3 结果分析

1) 测试试验中炉具的热效率为 40.6%，符合我们的 40% 设计要求，可认为前面选取或计算的炉具设计参数基本正确。

2) 该生物质燃料炉具的热效率为 40.6%，点火难易时间是 7 min，上火时间 15 min，旺火时间为 62 min，平均火力强度为 41009 J/g，几个主要指标符合一般炊事用炉具的要求，测试有效。

3) 排烟中 CO 含量的体积分数为 0.11，NOx 含量的体积分数为 0.0265，烟气格林曼黑度小于 1 等几个烟气污染物排放指标均符合国家有关要求。

3 结 论

1) 设计的生物质成型燃料炉具符合生物质的燃烧

特性。

2) 通过分析、计算，确定了炉具热负荷、炉具水套容积、燃料消耗量、炉膛参数、炉排总面积、吊火高度及烟囱高度和面积等生物质炉具的几个主要设计参数。

3) 根据 GB6412—1986 家庭用煤及炉具试验方法对其进行性能测试，炉具热效率、烟气污染物排放等几个主要指标均符合要求。

4) 设计的生物质成型燃料炉具具有高效、低污染物排放的特点，能够达到与制冷机组优化配置，完全符合我们的设计要求，它可以为吸收式制冷系统稳定运行提供能量。

[参 考 文 献]

- [1] 王玉庆. 中国能源环境战略与对策[J]. 环境保护, 2006, 1(4): 24—26.
Wang Yuqing. China's energy environmental strategies and countermeasures[J]. Environmental protection, 2006, 1(4): 24—26. (in Chinese with English abstract)
- [2] 贺亮. 生物质转型优化能源技术的开发利用[J]. 新能源, 2000, 22(1).
He Liang. Biomass transformation optimization energy technology development and utilization[J]. New energy, 2000, 22(1). (in Chinese with English abstract)
- [3] Swartman R K, Ha V and Swaminathan C. Comparison of ammonia-water and ammonia-sodium thiocyanate as the refrigeration-absorbent in a solar refrigeration system[J]. Solar energy 17, 1975: 123—127.
- [4] Swartman R K and Swaminathan C. Solar-powered refrigeration[J]. Mechanical Engineering, 1971: 22—24.
- [5] Hause R. Solar cooling Plant, Intermediate Report[R]. Dornier System Gmbh, May, 1979.
- [6] Erickson, Donald C. Isaac Solar Absorption Icemaker[C]. Soltech 91.
- [7] De Francisco A, Illanes R, Torres J L, Castillo M, De Blas M, Prieto E, Garcia A. Development and testing of a prototype of lowpower water-ammonia absorption equipment for solar energy applications[J]. Renewable Energy 2002: 537—544.
- [8] Yehuda Shiran, Avraham Shitzer, Dvid Degani. Computerized design and economic evaluation of an aqua- ammonia solar operated absorption system[J]. Solar Energy 29, 1982: 43—54.
- [9] Karakas A, Egrican N, Uypur S. Second-law of solar absorption-cooling cycles using lithium bromide/water and ammonia/water as working fluids[J]. Applied Energy 37, 1990: 169—187.
- [10] Alvares S G, Ch. Trepp. Simulation of a solar driven aqua-ammonia absorption refrigeration system-part I: mathematical description and system optimization[J]. Int.J.Refrig 10, 1987: 40—48.
- [11] 郝芳洲, 贾振航, 王明洲. 实用节能炉灶[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004, 58—60.
- [12] 侯中兰. 家用生物质成型燃料炉具的设计与研究[D]. 河南农业大学, 2006, 20—23.
Hou Zhonglan. Domestic Biomass Briquette Stoves and Research

- Design[D]. Henan agricultural university, a master's degree thesis, 2006, 20—23. (in Chinese with English abstract).
- [13] 张全国, 刘圣勇. 燃烧理论及其应用[M]. 郑州: 河南科学技术出版社, 1993, 43—46.
- [14] 王秉铨. 工业炉设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1996, 25—27.
- [15] 赵廷林, 侯中兰, 陈夫进. 生物质成型燃料炉具[J]. 可再生能源, 2006(3): 15—17.
- Zhao Tinglin, Hou Zhonglan, Chen Fujin. Biomass briquette stoves[J]. Renewable Energy, 2006, (3): 15—17. (in Chinese with English abstract).

Design of biomass briquette stove for cooling and cooking

Liu Shengyong¹, Lian Ruirui¹, Wang Xiaodong², Zhang Lei¹, Liang Pan¹

(1. Key Laboratory of Renewable Energy, Henan Agricultural University, Zhengzhou 450002, China;

2. People's government of liuzhai xinmi, Xinmi 452370, China)

Abstract: In order to solve the energy shortage problem in rural area of China, biomass briquette stove was designed according to the general cooking habits of the current rural life and the strict computation. The results indicate that the thermal efficiency was 40.6%, it was 15 minutes from fire point to the combustion, and intense combustion sustained 62 minutes. The stove can conform the current rural life. The combustion of the biomass briquette stove was stable, fewer pollutants, which would provide stable energy in cooling system.

Key words: biomass, equipments, design, biomass briquette, rural energy