

PJK-200 平板式节能烤烟房研究和设计

张百良 赵廷林 雷春鸣 薛 愈 黄德仁

(河南农业大学)

提 要 该烤房解决了我国多数烟区几十年来使用的“火龙”式烤房的几个突出问题。采用平板散热、立式火炉、型煤燃烧等措施后,使供热系统效率提高 20%,排烟温度降低 100℃,脱水耗热量降到 4300kJ/kg,为国内提供了一个耗能水平低的新型炕种。

关键词 节能 烤烟 燃烧炉 换热器

一 引 言

我国各烟区现行“火龙”式烤房在烟叶初烤史上的贡献应该充分肯定,但它存在的主要问题如不及时克服,不仅造成能源大量浪费,也会影响烟质的进一步提高,这与快速发展的科技、经济形势不相适应。其主要问题是:

1. 火龙内烟气流通截面太小,流速过高,五条龙内的 $V_{烟}$ 大于 2m/s,这是造成排烟热损失大的重要原因之一。而这种热损失却占了整个热损失的 42%以上。

2. 火炉膛呈卧式腰鼓形设在“龙头”,炉排面积大于 0.4m² (200 竿左右小烤房)。这样使得未充分燃烧的 CO 和粉尘很容易随“火龙”烟气快速排走。同时这样的炉膛也给粗放司炉浪费能源客观上提供了条件。

3. 操作维修很不方便,每年烤烟开始要花费不少的人力进行维修,建筑难度大,装烟及故障排除都很困难。几年来,云南、贵州等省虽采取了硬管道措施,但仍未超出“火龙”式范畴,制作技术要求较高,一般农民难于达到这种要求。

4. 热利用效率不高。除了前述原因外,与实际换热面积小有关系。火管如果过大,看起来表面积加大,但实际下半部温度很低,传热效果并没有增大,大管径修建也很困难。小管径,表面积小、效果差。另外地下均未采取保温措施,损失很大。

我国目前有 2000 多万亩烟叶,年产 300 亿公斤以上的干烟叶,种植区涉及 16 个省。在河南、云南、贵州、山东等省烟叶经济收入占了省财税的 30%左右。而占如此重要地位的烟叶,其初烤 90%以上是在“火龙”式中进行的,而且已经延续了几十年,目前仍然大面积使用,实际煤单耗在 2.5~3.5kg_煤/kg_{干烟},即 $5\sim 7\times 10^4$ kJ/kg_{干烟},虽然有的地区作了些研究,但因多种原因,在农民操作下的烟叶初烤房仍存在上述问题,普遍还有 0.5~1kg_煤/kg_{干烟} 的节能潜力,即烤 1kg 干烟可节约 12500kJ 的能量。而且实践证明凡节能好的初烤房,烟叶质量都可提高半至 1 个等级。这样仅一个烤烟季节全国可节约近一千万吨标煤,农民可增加一亿元左右的收入。

基于上述情况,我们立足于改掉“火龙”式的弊病,考虑系列化、成型化生产,研制了

PJK—200 平板式节能烤烟房, 它的主要技术关键是:

1. 改地面上“火龙换热器”为平板换热器, 平板材料既满足换热需要, 又坚固耐用多年不修, 并做到一房多用。

2. 下降火炉位置, 适当缩小炉膛, 使高温区集中, 降低烟气排出速度, 燃气充分燃烧, 提高火炉燃烧效率。

3. 切断地下水份向房内蒸发的渠道, 加强地面保温; 充分放大热风通道截面, 提高进风温度, 减少平板换热器地下热损失。

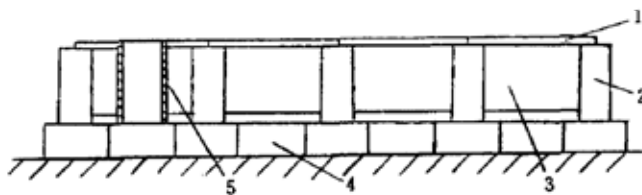
在河南新郑县设点建炕, 进行了一个烤烟季节的试验。实践证明该炕种的性能完全达到预期目的, 不仅节能、操作维修方便, 且提高烟叶质量, 每炕房只需增加百元左右的投资, 当年收回成本, 群众非常欢迎。

二 节能烤房主要结构与技术参数的设计

(一) 供热系统的设计和计算

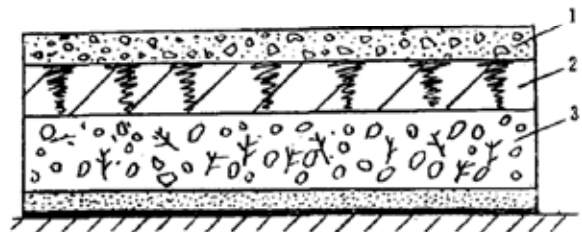
该系统主要包括: 燃烧炉、换热器、烟囱。旧式烤房的燃烧炉为卧式, 炉排底面与“龙身”基本平行, 通风面积为 0.4m^2 以上, 龙内烟气流速大于 2m/s , “龙口”就是加煤口。这样煤加入炉内产生的可燃气体未充分燃烧就迅速被抽走了。而且炉膛很大, 很难形成高温区。新式燃烧炉为立式, 炉排平面在“龙身”下面 0.6m 处, 炉排面积、炉膛容积均经计算和试验确定。加之配以型煤燃烧, 旧式炉的突出弊病被克服了。

换热器是烤房的另一设计难点。“火龙”式最大弱点在“龙”上, 龙内烟气流速过高, 坚固性与散热性矛盾, 操作、建造、维修难度都很大。过去虽作过一些研究, 但均未突破“龙”的框框。新设计的烤房换热器取消了“龙”, 散热面为平板, 配以地面保温、通风道设计比例的改革, 使平板换热器圆满地完成了房内供热要求。平板换热器结构示意图如图 1, 地下保温层示意图见图 2。



1. 平板。材料: 水泥, 粗砂, 碎石外加 0.2% 食盐
2. 隔墙—土坯
3. 烟道 (内设各种阻流板、孔道)
4. 地下热风道 (占换热器平面的 $2/3$ 以上)
5. 热风导管 (可用铁皮管或陶管, 穿过热风换热器进入烤房)

图 1 平板式换热器示意图



1. 碎砖铺面, 缝中填沙
2. 黄土层
3. 稻壳 (或麦糠、木屑) 加干煤渣灰

图 2 地下保温层示意图

1. 烤房的总耗热量和耗煤量

(1) 单位时间内干空气所带走的最大热量 (Q_p) 根据定义:

$$Q_p = E \cdot (I_p - I_k) \quad (\text{kJ/h})$$

(2) 单位时间烤房最大耗热量 (Q_z)

根据蒸发水分所消耗的总热量的概念:

$$Q_z = \frac{Q_p - 0.24(t_p - t_k) \cdot E \times 4.18}{\eta} \quad (\text{kJ/h})$$

式中 η — 整个烤房的热效率总和。一般取 $\eta = 35\%$

(3) 每小时烤房的最大耗煤量 (G_m)

$$G_m = \frac{Q_z}{Q_{DW}^y} \quad (\text{kg/h})$$

式中 Q_{DW}^y — 煤的应用基低位发热值 (kJ/kg)

取 $Q_{DW}^y = 20900$ (kJ/kg)

将有关参数代入 (Q_p)、(Q_z) 和 (G_m) 式中, 计算结果见表 1。

2. 燃烧炉的设计计算

(1) 炉篦面积 (F_b) 的计算

$$F_b = \frac{G_m}{P} \quad (\text{m}^2)$$

式中 P — 炉篦热负荷强度 [kg (煤) / (m² · h)]。一般烟煤 $P = 25\text{kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}$, 无烟煤 $P = 20\text{kg} / \text{m}^2 \cdot \text{h}$

(2) 燃烧室 (炉膛) 高度 (H_r)

$$H_r = \frac{V_r}{F_b} = \frac{G_m \cdot Q_{DW}^y}{B \cdot F_b} \quad (\text{m})$$

式中 V_r — 燃烧室容积 (m³);

B — 燃烧室的热强度 (kJ/m³)。取 $B = 1.045 \times 10^6 \text{kJ} / \text{m}^3$, 将有关参数代入 (F_b) 和 (H_r) 式中, 计算结果见表 1。

表 1 供热系统设计计算参数表

参数项目	烤房规格	200 竿	备注
干空气带走的热量 Q_p (kJ/h)		78249.6	
最大耗热量 Q_z (kJ/h)		108001.64	
最大耗煤量 G_m (kg/h)		5.17	
炉篦面积 F_b (m ²)		烟煤: 0.207 无烟煤: 0.258	选用 0.6 × 0.6
燃烧室高度 H_r (m)		烟煤: 0.5 无烟煤: 0.4	选用 0.6

3. 换热器的设计计算

(1) 烟道断截面积 (F_d) 的计算

$$F_d = \frac{G_m \cdot V_m^N (1 + \beta \cdot t_c)}{3600 W_c} \quad (\text{m}^2)$$

式中 V_m^N — 公斤煤在标准状态下生成的烟气体积[(标准) m^3/kg].

一般取 $V_m^N = 7.6 \text{Nm}^3/\text{kg}$;

β — 体积膨胀系数。其值 $\beta = \frac{1}{273} (1/^\circ\text{C})$;

W_c — 烟气平均流速 (m/s)。 $W = 0.25 \sim 0.30 \text{m}/\text{s}$ (实验室试验实测数据);

t_c — 烟气平均温度。取 $t_c = \frac{1000 + 160}{2} = 580^\circ\text{C}$

代入各参数得:

$$F_d = \frac{5.17 \times 7.6 \left(1 + \frac{1}{273} \times 580\right)}{3600 \times 0.25} = 0.14 \quad (\text{m}^2)$$

设计采用烟道断截面 $0.54 \times 0.26 \quad (\text{m}^2)$ 。

(2) 散热面积的计算

$$F_g = a \times b$$

式中 a — 平板散热面有效长度。 $a = 2.8 \text{m}$

b — 平板散热面有效宽度。 $b = 2.6 \text{m}$

代入各参数得:

$$F_g = 2.8 \times 2.6 = 7.28 \quad (\text{m}^2)$$

(3) 散热能力核算

要求换热器散发出的热量:

$$Q_y = \eta \cdot Q_z \quad (\text{kJ}/\text{h})$$

式中 η — 供热系统热效率。取 $\eta = 75\%$;

$$Q_y = 108001.64 \times 75\% = 81001.23 \text{kJ}/\text{h}。$$

新设计换热器散热量:

$$Q_b = 4.18 K \cdot F_g \cdot t_c \quad (\text{kJ}/\text{h})$$

式中 K — 综合换热系数 (水泥薄板近似按陶瓦管 $K = 5.5$ 计算)。

$$Q_b = 4.18 \times 5.5 \times 7.28 \times 580 = 97072.98$$

设计 $Q_b > Q_y$, 满足散热能力要求。

4. 烟囱的计算

(1) 烟囱高度的确定

烟囱有效抽力, 用下式表示:

$$h_{\text{效}} = H_c (r_K - r_c) \quad (\text{mm} \cdot \text{H}_2\text{O})$$

式中 $h_{\text{效}}$ — 烟囱有效抽风力 ($\text{mm} \cdot \text{H}_2\text{O}$);

H_e — 烟囱建筑高度 (m), 按普通高度 $H_e = 6\text{m}$ 计;

r_c — 烟气密度, 按下式计算: $r_c = \frac{r_o}{(1 + \beta t)}$, 将 $r_o = 1.3\text{kg} / (\text{标准}) \text{m}^3$,

$t = 160^\circ\text{C}$, $\beta = \frac{1}{273} (1/^\circ\text{C})$ 。代入得: $r_c = 0.820\text{kg} / \text{m}^3$

$$h_{\text{效}} = 6 \times (1.1640 - 0.820) = 2.06 \quad \text{mm} \cdot \text{H}_2\text{O}$$

对各种规格烟囱管阻力计算结果, 其阻力 $h < 1\text{mm} \cdot \text{H}_2\text{O}$, 故取烟囱高度 $H_e = 6\text{m}$ 即可。实际设计高度为 6.20m 。

(2) 烟囱出口面积

根据实验数据并考虑建筑方便取 $0.18 \times 0.18 (\text{m})$ 的出口尺寸。

(二) 通风排湿系统的设计和计算

设计时考虑烟叶含水量比较高, 烘烤过程中气候条件比较恶劣, 排湿量最大的情况, 选择如下参数:

(1) 含水率

青烟含水率 $W_g = 85\%$ 。

(2) 烘烤过程中的环境条件

按阴天下雨, 自然环境条件 $t_k = 27^\circ\text{C}$, $\text{rh}(\varphi) = 90\%$ 考虑, 由 $i-d$ 图查得, $d_k = 0.02\text{kg} \text{水} / \text{kg} \text{干空气}$, $I_k = 79.42\text{kJ} / \text{kg} \text{干空气}$ 。

(3) 烤房的温湿度

烟叶烘烤定色中后期, 排湿量较大, 耗热量最高, 其间干球温度 $t_p = 50 \sim 55^\circ\text{C}$, 湿球温度 $38 \sim 39^\circ\text{C}$, 由 $i-d$ 图查得: $d_p = 0.03\text{kg} \text{水} / \text{kg} \text{干空气}$, $I_p = 133.76\text{kJ} / \text{kg} \text{干空气}$ 。

1. 排湿量 (S_p) 与空气进出量 (E) 的计算

根据定义:

$$S_p = G_q \cdot W_s \quad (1)$$

$$E = S_p \cdot \frac{1}{d_p - d_k} \quad (2)$$

$$\bar{V}_d = E \cdot U_k \quad (3)$$

$$\bar{V}_p = E \cdot U_p \quad (4)$$

式中 S_p — 每小时排湿量 (kg / h);

E — 干空气进出量 (kg / h);

W_s — 排湿速度。可取 $W = 1.5\% / h$;

\bar{V}_d — 地洞进入湿空气体积 (m^3 / h);

\bar{V}_p — 天窗排出湿空气体积 (m^3 / h);

U_k 、 U_p — 分别为空气和废气的比容 (m^3 / kg)。

根据选择的已知环境条件, 代入下式:

$$U = 0.455(d + 0.622) \cdot \frac{T}{100} \quad \text{得出}$$

$$U_k = 0.876 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$U_p = 0.973 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

将有关参数代入 (1)、(2)、(3) 和 (4) 式中, 计算结果见表 2。

2. 天窗、地洞总面积的计算

根据定义导出:

$$F_T = \frac{\bar{V}_p}{3600W_T} \quad (5)$$

$$F_d = \frac{\bar{V}_d}{3600W_d} \quad (6)$$

式中 F_T 、 F_d — 分别表示天窗和地洞面积 (m^2);

W_T — 天窗排气速度 (m / s)。一般取 $W_T = 1.1 m / s$;

W_d — 地洞进气速度 (m / s)。一般取 $W_d = 1.8 m / s$ 。

将有关参数代入 (5) 和 (6) 式, 计算结果见表 2。

3. 天窗上口高度的计算

根据流体力学伯努利方程推导出:

$$H_T = \frac{1}{r_k - r_p} \left(\frac{W_T^2}{2g} \cdot r_p - \frac{W_d^2}{2g} \cdot r_k + h_{\text{失}} \right) \quad (7)$$

式中 H_T — 天窗上口到地洞中心的距离, 即位差 (m);

r_k — 周围环境空气的密度 (kg / m^3);

$$r_k = \frac{1 + d_k}{U_k} = \frac{1 + 0.02}{0.876} = 1.164 \text{ kg} / \text{m}^3$$

r_p — 天窗排出的湿空气密度 (kg / m^3);

$$r_p = \frac{1 + d_p}{U_p} = \frac{1 + 0.03}{0.973} = 1.059 \text{ kg/m}^3$$

g — 重力加速度 (m/s^2)。取 $g=9.8$ (m/s^2)。

$h_{\text{失}}$ — 气体流动时沿程阻力损失 ($\text{mm} \cdot \text{H}_2\text{O}$)；

$$h_{\text{失}} = K_z \cdot \frac{W_d^2}{2g} \cdot r_k \quad (8)$$

k_z — 阻力系数。根据实测结果 = 4.0~4.13。

对六棚烤房取 $K=4.13$ 。

将有关参数代入 (7) 和 (8) 式中, 计算结果见表 2。

表 2 通风排湿系统设计计算参数表

参数项目	烤房规格	200 竿	备注
排湿量 S_p (kg/h)		14.4	实际 > 14.4
干空气进风量 E (kg/h)		1440	
地洞进风量 V_d (m^3/h)		1261.44	
湿空气排出量 V_p (m^3/h)		1401.12	
天窗面积 F_d (m^2)		0.354	选用 1×0.4
地洞面积 F_d (m^2)		0.195	选用 8 个 (0.28×0.12) 进风洞
天窗地面积比		1.82	选用 1.49
天窗地洞位差 H_t (m)		6.36	选用 6.40

三 技术经济性能指标

(一) 供热系统综合热效率

$$\eta = \frac{Q_{yx}}{Q_{GG}} \times 100\%$$

式中 Q_{yx} — 有用热、以换热器散进室内的热量为有用热。

$$Q_{yx} = Q_{\text{介}} - Q_{\text{化}} = \frac{G_s}{\Delta d} \cdot \Delta h - 514.98G_1$$

Q_{GG} — 供热系统得到的总能量。

$$\eta_{\text{供}} = 80.31\%$$

(二) 烤房系统热效率

$$\eta_K = \frac{Q_{yx_2}}{Q_{GG}} \times 100\%$$

按进入、排出烤房焓湿差计算

$$Q_{yx} = Q_{介} - Q_{化} = \frac{G_s}{\Delta d} \cdot \Delta h - 514.98G_1$$

经计算: $\eta_K = 60.46\%$

(三) 蒸发单位重量水耗热量

$$g_g = G_m \cdot Q_{DW}^y / G_s \quad \text{kJ/kgH}_2\text{O}$$

$$g_g = 4303 \text{ kJ/kg H}_2\text{O} \quad (\text{即} 1027 \text{ kcal/kgH}_2\text{O})$$

(该值是目前评估烤烟设备水平的重要指标, 它克服了其他指标忽略煤质量好坏和烟含水量多大的缺陷)

(四) 烟叶湿、干比 (B)

$$B = \frac{G_1}{G_2}$$

$$B = 10.83 \text{ kg青烟/kg干烟}$$

(五) 总脱水量 (G_s)

$$G_s = G_1 - G_2 \quad G_s = 1180 \text{ kgH}_2\text{O}$$

(六) 全烤烟季节每炕黄烟率都比对比炕高半个等级以上 (等级划分按国家标准)。

由于目前评价土烤房的指标还不一致, 国家也无测试和计算标准, 因此, 国内不同地区有不同的比较方法。我们认为上述指标是必须具备的, 而且有可比性。例如脱公斤水的耗热量指标 kJ/kg 水就比烤公斤干烟耗煤量指标有可比性, 因为不同地区煤热值不同, 烟中干物质含量、水份含量不同, 因此公斤烟耗煤量指标是不科学的; 关于热效率指标, 目前仅是测试和计算方法的差异, 但这个指标的设置还是必要的。

四 技术经济效益分析

由于烤烟房各种技术经济指标无统一规定, 更无标准。因此评价其技术经济效益只能用比较方法。

(一) 节能:

全国通用的耗能单耗是公斤干烟耗煤量。计算条件是烟叶正常湿、干比为 $6 \sim 8 \text{ kg青烟/kg干烟}$, 煤的发热值为 $Q_{DW}^y = 5000 \text{ kcal/kg} = 20934 \text{ kJ/kg}$ 。在这种条件下平均公斤干烟燃

煤为: 25kg 左右, 即: $Q_{旧} = 2.5 \times 5000 \times 4.18 = 52335 \text{kJ} / \text{kg}_{\text{干烟}}$, 本烤烟房 $Q_{新} = 42312.85 \text{kJ} / \text{kg}$, $Q_{旧} - Q_{新} = 52335 - 42312.85 = 10022.15 \text{kJ} / \text{kg}$, 必须说明新烤房的 $Q_{新}$ 是在烟叶湿、干比为 10.83 的条件下得到的。即每烤 1kg 干烟比普通要多脱 2.83~4.83kg 水。

如果与新郑县当地烤烟水平相比:

用同一堆烟煤、同一时期的烟叶、同一天装烟, 对比火龙式烤房 (200 竿), 全炕烧了 425kg, 本烤房烧 225kg 煤, 从宏观上看节煤 50% 左右, 百竿节煤量近 100kg, 而且烟叶质量有所提高, 直观感觉色泽比较鲜黄。群众乐意在该炕烤烟, 黄烟率高。

(二) 提高了烤房热能利用效率:

本烤房是在新郑县火龙式普通烤房的基础上改造的。房体、天窗与普通炕房相同, 炉子、换热器、进风道、排烟控制部分与普通烤房不同。

由于新设计炉子为立式, 炉膛相对缩小, 高温区集中、燃烧充分, 过量空气系数能调整控制, 适宜烧型煤, 因此热效率高; 换热器下部保温、进风道截面积扩大; 内部设阻流板, 导流孔, 使热气流流速降低 0.2~0.3m/s, 这就使排烟损失大大降低, 再加上正确的操作, 就使得热利用效率大大提高, 比国内先进的普通火龙式烤房提高了 15% 以上。

(三) 新烤房的优点

除了当地的土坯、砖等材料外, 仅投入 200kg 水泥, 加上导热管、成型炉瓦等共计增加 100 元左右, 人工工时和火龙式烤房相当。当年就可靠节约的煤收回增加成本。并且带来如下优点:

(1) 由于全部是热空气, 且进入烤房内温度达 60°C , 这对稳定室内温度, 迅速排湿定色都提供了良好条件, 因此烟叶色质普遍鲜黄, 而且质量很稳定。

(2) 室内没有火龙, 无论装烟出烟、建筑维修都十分方便。且不会发生火灾, 操作要求技术不高。

(3) 除烤烟外还可以烘烤大枣、花生等经济作物, 家庭烤房还可以作贮藏室、干燥室等。我们烘烤 500kg 大枣的过程证明该烤房完全可以达到大枣脱水工艺要求, 最高温度 70°C , 不仅节约煤炭, 而且保证了质量, 在雨水较多季节更显示出优越性。

五 结束语

(一) 该研究创造点:

1. 改过去全国通用的火龙式换热器烤房为平板式。且从理论上找到了“火龙”式的问题, 提供了可靠数据, 为今后中国式烟炕的进步提供了依据。平板式烟炕的出现为我国提供了一个先进炕种。

2. 燃烧炉由卧式变为立式, 也是对几十年“火龙”式烟炕的变革。理论根据充分, 效果明显, 使供热系统效率提高 20%。

3. 我国火龙式排湿系统中空气进口、进风道断面、天窗口断面的比例历来是 1: 1: 0.89 (或 1) 的比例, 我们为了充分收集向下散失热量, 提高进风温度, 改为 1: 1.5~2: 1, 为新式烟炕设计提供了新的理论根据。

(二) 平板式烤烟房在满足烟叶质量的前提下全方位采取了节能措施。供热系统效率、烤烟房系统效率比火龙式烟炕提高 15% 以上; 排烟温度平均降到 100°C (多数在 $80\sim$

90℃, 只有在定色后期才达 120℃); 特别是脱每公斤水耗热量降到 1050kcal, 比今年贵州全国烤烟节能现场会议上的先进炕种低 300kcal。节能效果是十分明显的。

(三) 投资小, 操作方便, 不会失火, 多年不需维修, 烟叶质量所要求的温、湿度容易控制, 波动很小, 适宜烧团状型煤, 对操作人员技术水平要求不高。

参 考 文 献

- [1] 余茂勋、杜同性编著:《烟叶烘烤》, 轻工业出版社, 1983。
- [2] 贾琪光、宫长荣编著:《烤烟调制》, 河南科技出版社, 1985。
- [3] 庄泽庆:“长天窗烤烟房设计和计算”, 《烟草生产机械与设备》, 1983 (2)。
- [4] 机械工程手册电机工程手册编辑委员会编:《机械工程手册》, 机械工业出版社, 1982.11。
- [5] 第一机械工业部第一设计院主编:《工业炉设计手册》, 机械工业出版社, 1981.10。
- [6] 采暖通风设计经验交流会编:《采暖通风设计手册》, 北京, 中国建筑工业出版社, 1973.6。

A Study and Design of Model PJK - 200 Flat Energy Saving Flue-cured Tobacco-room

Zhang Bailiang Zhao Tinglin Lei Chunming Xue Yu Huang Deren
(Henan Agricultural University)

Abstract

The new flue-cured tobacco-room solves some outstanding problems in the tobacco production regions of China where the traditional " Hue Lung " flue cured tobacco-rooms have been used for several decades. Adopting advanced technologies, such as flat radiator, vertical stove and briquette as fuel, the heat efficiency of the system can be increased by 20%, the smoke temperature can be reduced by 100℃ and the heat consumption for dehydration can be dropped to 4389 kJ / kg. So it is one of the best flue-cured tobacco device with lower energy consumption for the Chinese users.

Key words Energy conservation Flue-cured tobacco Burner Heat transducer