

太阳能平板集热器件纵横比与板间距优化

魏生贤^{1,2}, 李明^{1*}, 季旭¹, 林文贤¹, 郑土逢³, 李国良³, 罗熙¹

(1. 云南师范大学太阳能研究所, 昆明 650092; 2. 曲靖师范学院物理与电子工程学院, 曲靖 655011;
3. 云南师范大学物理与电子信息学院, 昆明 650092)

摘要:为减小平板集热器件边框对吸热板的遮光损失, 该文应用几何光学基本原理建立了平板型集热器件平均有效吸热面积系数的数学模型。利用此模型对年均有效面积系数随集热器件纵横比、板间距、倾角、纬度的变化进行了详细分析。结果表明, 年均有效面积系数随板间距的增大而减小, 纵横比越大越明显; 倾角小于 15° 或大于 75° 对集热器件平均有效面积系数都是不利的。为便于应用, 文中给出了年均有效面积系数不小于 0.90 的临界板间距。鉴于对流热损失较小的合理板间距为 4~6 cm, 该文拟推荐合理纵横比 $\leq 2/1$, 北纬 20° 、 30° 、 40° 、 50° 使用的平板集热器件最大板间距分别约为 5.8、5.4、4.7、4.2 cm, 相应年均有效面积系数均大于 0.90。在设计平板集热器件时, 可参照该文研究结果, 尽量达到对流热损失和遮光损失最小化。

关键词: 几何光学, 太阳能集热器, 纵横比, 优化, 平板型集热器件, 板间距

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2010.11.039

中图分类号: TK519

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2010)-11-0225-06

魏生贤, 李明, 季旭, 等. 太阳能平板集热器件纵横比与板间距优化[J]. 农业工程学报, 2010, 26(11): 225—230.
Wei Shengxian, Li Ming, Ji Xu, et al. Aspect ratio and spacing optimization of a solar flat-plate collector unit[J]. Transactions of the CSAE, 2010, 26(11): 225—230. (in Chinese with English abstract)

0 引言

太阳能平板集热器件的热损失主要是由吸热板向盖板以辐射和对流换热方式造成的。为提高其热效率, 可涂选择性吸收涂层减少辐射热损失^[1-3], 采取增加蜂窝结构^[4-6]、增加盖板层数^[7-8]、夹层抽真空^[9-11]等措施以减少对流热损失。减少自然对流热损失的同时, 合理选择集热器件吸热板与透明盖板间的距离, 对提高集热器件的热效率具有重要意义。Hottel 指出, 当空气夹层厚度大于 1.27 cm 时, 继续增加厚度对减少放热损失的影响将明显减小, 建议夹层合理厚度为 1.00~1.27 cm; Buchberg 对集热器件夹层放热损失进行了对比分析, 指出合理厚度为 4~8 cm^[12]。中国多采用 2~4 cm, 陈则韶等人^[12]推荐合理间距为 4~6 cm, 并在文献[13]中证明了最佳间距为 6 cm。印度研究者^[14]从理论上导出了平板集热器件顶部热损失系数公式, 其适用空气夹层厚度为 0.8~9.0 cm。文献[4-8]提出的措施势必会增加集热器件边框的高度。边框的增高会导致材料和成本的增加, 且边框过高会引起较大的遮光损失 (即集热器件有效吸热面积减小)。

上述研究均未考虑集热器件长宽纵横比 AR (aspect

ratio) 及空气夹层增厚、边框增高对集热器件有效吸热面积的影响。针对此问题, 该文以应用于北半球面南而置采光面积为 2 m^2 的平板集热器件为研究对象, 利用几何光学基本原理建立了平均有效面积系数的数学模型。详细分析了不同纵横比、不同板间距对集热器件年均有效面积系数的影响。分析过程综合考虑了太阳直射、天空散射辐射和地面反射辐射的影响, 为高效平板集热器件的设计提供参考。

1 模型建立

平板集热器件结构简图如图 1 所示。考虑任一光线 $A'O$ 与吸热板和水平面相交于 A'' 和 O 点, 太阳在水平面上的投影点为 O' 点, 此时太阳方位角为 γ_s , 作 $A'E \perp AD$ 、 $A''F \perp AB$ 。由于日出至中午、太阳高度角 h_s 由零变到最大, 而午后 (中午至日落) 则相反。由此可知, 日出至中午, 集热器件向东侧的边框 $BCC'B'$ 对吸热板的遮挡宽度由最大变至零 (午后无遮挡); 中午至日落, 向西侧的边框 $ADD'A'$ 对吸热板的遮挡宽度则由零变至最大 (午前无遮挡)。则 $ABCC'B''A''D''DA$ 表示边框对吸热板的可能遮光面积, 随时间而变化。对于应用于北半球面南的平板集热器件, 北侧边框 $CC'D'D$ 很少在吸热板上产生阴影, 故文中不予考虑。设集热器件与水平面成 β 角, 直射光对集热器件盖板表面的入射角为 θ , 则有^[15-16]

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta + \\ & \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \\ & \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \omega \end{aligned} \quad (1)$$

式中, ϕ 为当地纬度, ($^\circ$); δ 为太阳赤纬, ($^\circ$); ω 为时角, ($^\circ$)。其中

收稿日期: 2010-03-09 修订日期: 2010-09-15

基金项目: 国家自然科学基金项目 (50966004); 云南省科技计划项目专项 (2008CA024, 2007C0016Z, 2008GA014); 高等学校博士学科点专项科研基金 (20095303110001); 教育部长江学者和创新团队发展计划资助

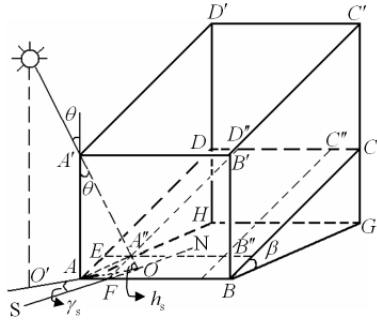
作者简介: 魏生贤 (1979—), 男, 云南梁河人, 副教授, 博士生, 从事太阳能热利用的研究工作。昆明 云南师范大学太阳能研究所农业生物环境与能源工程, 650092。Email: pvtswxi@sohu.com

*通信作者: 李明 (1964—), 男, 云南个旧人, 教授, 博士生导师, 从事太阳能及可再生能源、材料的开发应用。昆明 云南师范大学太阳能研究所农业生物环境与能源工程, 650092。Email: lmllldy@126.com

$$\sin \delta = -\sin 23.45^\circ \cos \left[\frac{360^\circ (n+10)}{365.25} \right] \quad (2)$$

$$\omega = \frac{360^\circ}{24} (\tau - 12) \quad (3)$$

式中, τ 为时间, h ; n 为代表日的日序。对于 n 的取法, 文献[17]与[18]略有不同。该文采用文献[17]的取法, 如表 1 所示。



注: $ABCD$ 为集热器件吸热板, $A'B'C'D'$ 为透明盖板, S 、 N 为南、北方向, γ_s 为太阳方位角, h_s 为太阳高度角, β 为集热器件倾角, θ 为直射光对集热器盖板表面的入射角

图 1 集热器件吸热板与盖板结构示意图

Fig.1 Configuration schematic of absorbing plate and glazing for a collector unit

表 1 各月代表日的日序 n

Table 1 Day number n of recommended average day

月 份	代表日	日 序 n
1	17	17
2	16	47
3	16	75
4	15	105
5	15	135
6	11	162
7	17	198
8	16	228
9	15	258
10	15	288
11	14	318
12	10	344

为定量分析天空散射光和地面反射光对集热器件热性能的贡献, Beckman W.A. 和 Duffie J.A. 引入了等效天空入射角 θ_{ed} ($^\circ$) 和地面反射入射角 θ_{eg} ($^\circ$) 的概念^[17], 通常表示为^[19]

$$\theta_{ed} = 59.68 - 0.1388\beta + 0.001497\beta^2 \quad (4)$$

$$\theta_{eg} = 90 - 0.5788\beta + 0.002693\beta^2 \quad (5)$$

为便于分析, 设集热器件吸热板宽度和长度分别为 $\overline{AB} = L_w$ 和 $\overline{BC} = L_L$, 则 $AR = L_L / L_w$; 吸热板表面至盖板上表面的距离 $\overline{AA'} = d$, 则 AA' 在吸热板上的投影长度 $\overline{AA''}$ 为

$$\overline{AA''} = d \tan \theta \quad (6)$$

在 $\Delta A'AO$ 中, 根据三角形的正弦定理, 有

$$\overline{OA} = \frac{d \sin \theta}{\sin h_s} \quad (7)$$

对于光线 $A'O$, 边框 $ADD'A'$ 和 $ABB'A'$ 在吸热板上的遮光宽度 \overline{AF} 和 \overline{AE} 为

$$\overline{AF} = \overline{OA} \times \sin \gamma_s = d \sin \theta \frac{\sin \gamma_s}{\sin h_s} \quad (8)$$

$$\overline{AE} = \sqrt{\overline{AA''}^2 - \overline{AF}^2} \quad (9)$$

式中, γ_s 与 h_s 分别表示太阳方位角与高度角, ($^\circ$)。

将式 (6) 和式 (8) 代入式 (9), 整理

$$\overline{AE} = \frac{d \tan \theta}{\sin h_s} \sqrt{(\sin h_s)^2 - (\cos \theta \sin \gamma_s)^2} \quad (10)$$

太阳的高度角 h_s 和方位角 γ_s 为^[16,20]

$$\sin h_s = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega \quad (11)$$

$$\sin \gamma_s = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\cos h_s} \quad (12)$$

因此, 吸热板瞬时遮挡面积 A_τ 为

$$A_\tau = \overline{AF} \times L_L + \overline{AE} \times L_w - \overline{AF} \times \overline{AE} \quad (13)$$

将式 (8) 和式 (10) 中的 θ 分别换成 θ_{ed} 和 θ_{eg} , 并将相应变量代入式 (13) 即可得到天空散射光和地面反射光在吸热板上产生的遮挡面积。

假设平板型集热器件吸热板面积和瞬时有有效吸热面积分别为 A_a 和 $A_{\tau,e}$, 则有

$$A_{\tau,e} = A_a - A_\tau \quad (14)$$

定义平板型集热器件吸热板瞬时和平均有效面积系数为 $C_{\tau,e}$ 和 C_e

$$C_{\tau,e} = \frac{A_{\tau,e}}{A_a} \quad (15)$$

$$C_e = \frac{\sum C_{\tau,e}}{\Delta \tau} \quad (16)$$

式中 $\Delta \tau$ 为考虑的时间间隔 (可取 1d、1 月、1a, 对应日均、月均和年均有效面积系数)。

2 结果与分析

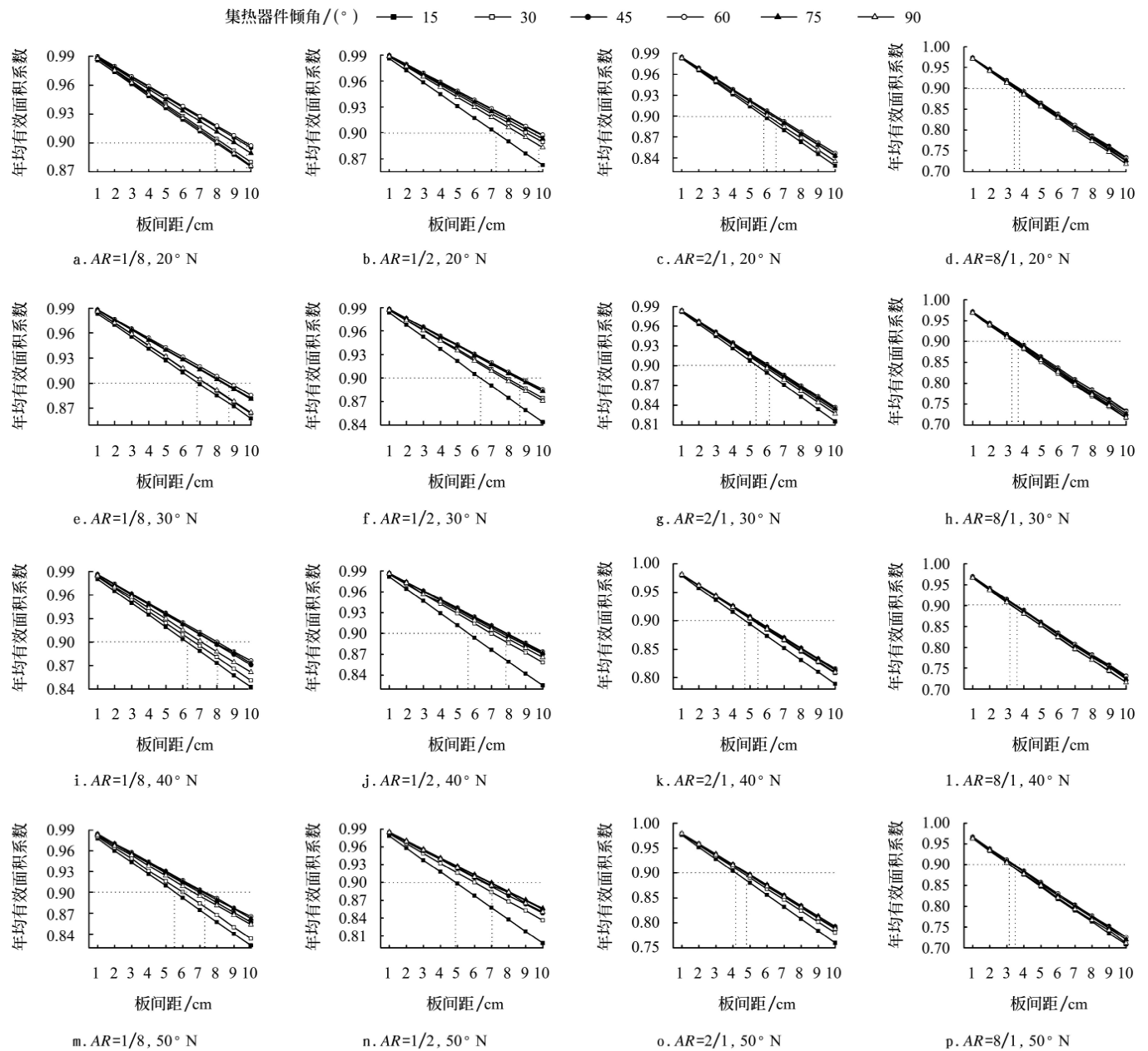
根据国际代表日的取法^[17], 对不同长宽纵横比、不同板间距的平板集热器件处于不同纬度、不同倾角的年均有效面积系数进行了计算, 结果如图 2、3 所示。

2.1 年均有效面积系数随板间距的变化

图 2 表示平板集热器件平均有效面积系数随板间距等的变化。由图 2 可知: 1) 无论对于任何纵横比、任何倾角、任何地理纬度, 集热器件平均有效面积系数随板间距的增大均处于下降趋势。即当板间距增大时, 集热器件遮光损失逐渐增大、有效吸热面积逐渐减少。2) 纵横比越大, 此趋势越明显。当纵横比 $AR=8/1$, 板间距从 1 增加至 10 cm 时, 北纬 $20^\circ \sim 50^\circ$ 的年均有效面积系数约为 0.7, 最大遮光损失约为 30% 左右, 严重影响集热器件的采光能力。为减少遮光损失, 实际应用中不推荐使用如此大的纵横比。3) 对于同一纬度, 当纵横比 AR 由 1/8

增大至 8/1 时,集热器件倾角对其年均有效面积系数的影响逐渐减小, $AR=8/1$ 时各倾角对应的曲线几乎重叠在一起。此变化说明随着集热器件纵横比的增大,年均有效面积系数对倾角的敏感性降低。4) 对于不同纵横比,中低纬地区(如 20°N 和 30°N) 倾角为 15° 与 90° 的年均有效面积系数随板间距的增大下降最快;而高纬地区(如

40°N 和 50°N) 倾角为 15° 与 30° 的年均有效面积系数随板间距的增大下降最快。因此,为减少集热器件的遮光损失,对应用于中低纬地区的集热器件,安装倾角不宜过小(小于 15°) 也不宜过大(大于 75°);应用于高纬地区的集热器件安装倾角不宜小于 30° 。



注: AR 为集热器件长宽纵横比,下同。

图 2 集热器件年均有效面积系数随板间距的变化

Fig.2 Variation of annual mean effective area coefficient with plate spacing

2.2 年均有效面积系数随集热器倾角的变化

图 3 给出了集热器件年均有效面积系数随倾角的变化。图 3 显示: 1) 对于同一纬度, 年均有效面积系数曲线随倾角的增大而呈现出上升、趋于平缓、下降趋势。纵横比越小、板间距越大越明显。2) 对于不同纵横比, 上升、平缓、下降倾角区间有所不同。纵横比 $AR \leq 1/2$ 时, 上升、平缓、下降区间分别约为 $[15^{\circ}, 45^{\circ}]$ 、 $[45^{\circ},$

$75^{\circ}]$ 、 $[75^{\circ}, 90^{\circ}]$, 且 $[15^{\circ}, 45^{\circ}]$ 倾角内上升迅速。 $AR \geq 2/1$ 时, 相应的变化区间分别为 $[15^{\circ}, 30^{\circ}]$ 、 $[30^{\circ}, 75^{\circ}]$ 、 $[75^{\circ}, 90^{\circ}]$, 且变化幅度较小。年均有效面积系数随倾角之变化趋势也进一步说明了集热器件安装倾角过小或过大对集热器件年均有效面积系数都是不利的。纵横比越小、板间距越大, 此负面影响越大。

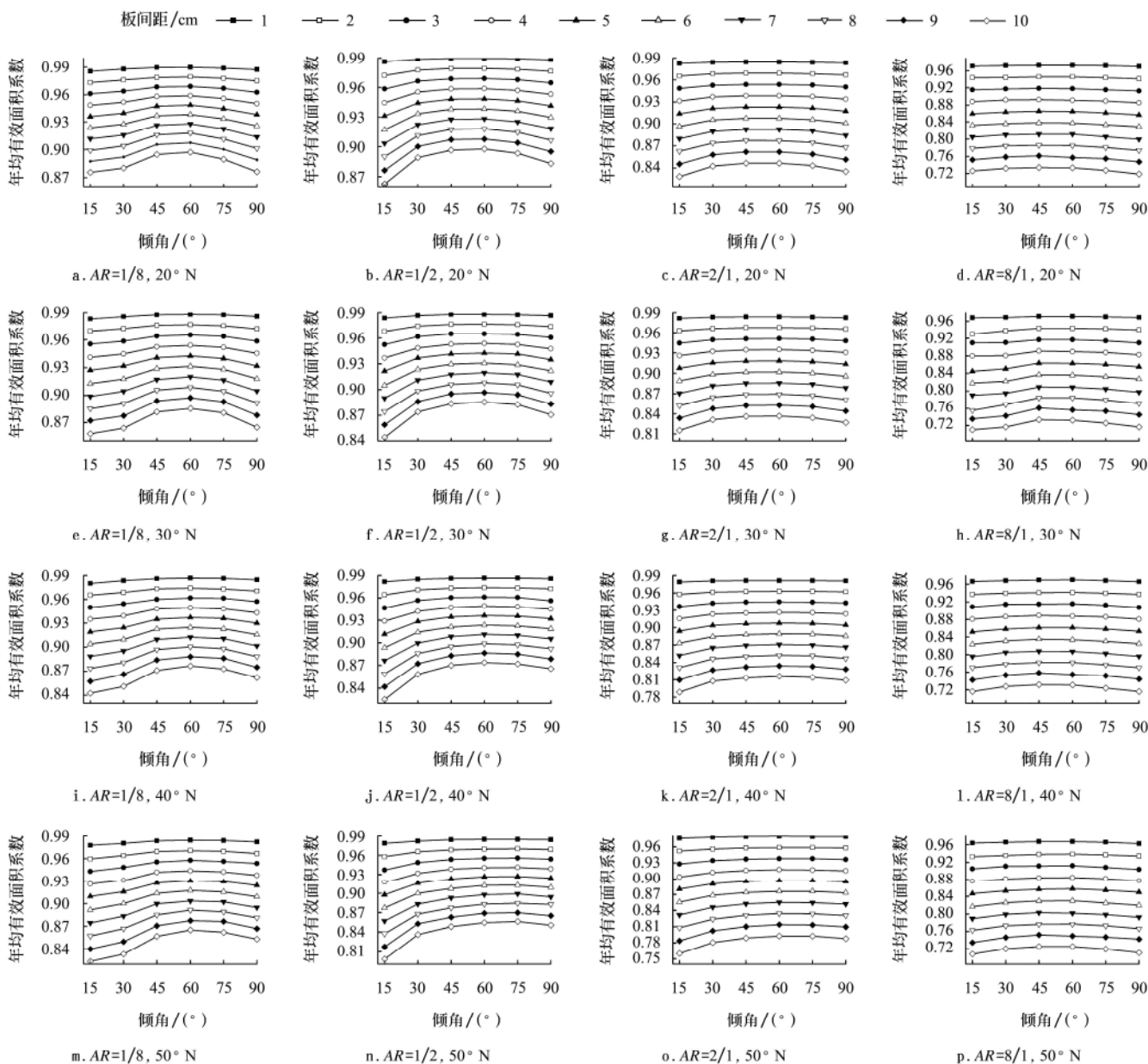


图3 集热器件年均有效面积系数随集热器件倾角的变化

Fig.3 Variation of annual mean effective area coefficient with tilt angles of collector unit

在实际设计过程中,可参照图2与图3对平板集热器件纵横比与板间距进行优化设计。为使集热器件年均有效面积系数不低于0.90,表2给出了不同纬度、不同AR以及不同倾角下对应的板间距最大临界值,供实际设计时参考。

表2 年均有效面积系数不小于0.90的临界最大板间距

Table 2 Maximum critical plate spacing for annual average effective area coefficient ≥ 0.90

纬度 ϕ	纵横比 AR	倾角 $\beta / (^{\circ})$					
		15	30	45	60	75	90
20° N	1/8	7.9	8.4	9.4	9.7	9.1	8.0
	1/2	7.3	9.0	9.6	9.7	9.4	8.5
	2/1	5.8	6.4	6.5	6.5	6.3	6.1
	8/1	3.5	3.6	3.7	3.6	3.5	3.4

30° N	1/8	6.8	7.4	8.4	8.7	8.4	7.3
	1/2	6.4	7.9	8.3	8.6	8.3	7.7
	2/1	5.4	5.7	6.1	6.1	6.0	5.9
	8/1	3.4	3.5	3.5	3.7	3.6	3.2
40° N	1/8	6.3	6.6	7.8	8.0	7.7	7.1
	1/2	5.6	6.9	7.7	7.9	7.5	7.4
	2/1	4.7	5.2	5.4	5.4	5.4	5.2
	8/1	3.2	3.4	3.6	3.6	3.4	3.2
50° N	1/8	5.5	6.0	6.9	7.2	7.0	6.6
	1/2	4.9	6.0	6.6	7.0	6.8	6.5
	2/1	4.2	4.5	4.8	4.8	4.7	4.6
	8/1	3.1	3.3	3.5	3.5	3.2	3.1

表 2 的数据显示, 同一纬度同一纵横比对应年均有效面积系数的临界值存在一定的差异。鉴于对流热损失较小的合理间距为 4~6 cm, $AR=8/1$ 时, 遮光损失较为严重、且年均有效面积系数大于 0.90 的临界最大板间距位于 3.0~4.0 cm 之间, 可见对流热损失与遮光损失都严重, 此纵横比不宜采用。纵横比 $AR \leq 2/1$ 时, 年均有效面积系数不小于 0.90 的临界板间距均大于 4.0 cm。故推荐合理纵横比 $AR \leq 2/1$, 北纬 20°、30°、40°、50°使用的平板集热器件最大板间距分别约为 5.8、5.4、4.7、4.2 cm, 此时相应年均有效面积系数均大于 0.90。

3 结 论

本文研究表明:

1) 对任何纵横比、任何倾角、任何纬度, 集热器件年均有效面积系数均随板间距的增大而减小。即当板间距增大时, 集热器件遮光损失逐渐增大、有效吸热面积逐渐减少。且对于同一纬度同一板间距, 纵横比越大、遮光损失越严重。年均有效面积系数随板间距与倾角的变化曲线均显示, 倾角过小 ($<15^\circ$) 或过大 ($>75^\circ$) 对集热器件平均有效面积系数都是不利的。为方便应用, 文中给出了年均有效面积系数不小于 0.90 的临界最大板间距, 供实际设计时参考。

2) 结合北半球太阳光照实际, 推荐具有较小遮光损失的纵横比 $AR \leq 2/1$, 对应北纬 20°、30°、40°、50°使用的平板集热器件, 最大板间距分别为 5.8、5.4、4.7、4.2 cm, 相应年均有效面积系数均大于 0.90。

[参 考 文 献]

- [1] Nejati M R, Fathollahi V, Asadi M K. Computer simulation of the optical properties of high-temperature cermet solar selective coatings[J]. *Solar Energy*, 2005, 78(2): 235—241.
- [2] Brunold S, Frei U, Carlsson B, et al. Accelerated life testing of solar absorber coatings: Testing procedure and results[J]. *Solar Energy*, 2000, 68(4): 313—323.
- [3] Boström T, Wäckelgård E, Westin G. Solution-chemical derived nickel-alumina coatings for thermal solar absorbers [J]. *Solar Energy*, 2003, 74 (6): 497—503.
- [4] 周新群, 董仁杰, 张淑敏, 等. 日光温室外保温蜂窝结构覆盖材料的研究[J]. *农业工程学报*, 1998, 13(4): 159—163.
Zhou Xinqun, Dong Renjie, Zhang Shumin, et al. Study on thermal insulation covering materials of honeycomb plastic sheet[J]. *Transactions of the CSAE*, 1998, 13(4): 153—163. (in Chinese with English abstract)
- [5] Abdullah A H, Abou-Ziyan H Z, Ghoneim A A. Thermal performance of flat plate solar collector using various arrangements of compound honeycomb[J]. *Energy Conversion and Management*, 2003, 44 (19): 3093—3112.
- [6] Hum J E Y, Hollands K G T, Wright J L. Analytical model for the thermal conductance of double-compound honeycomb transparent insulation with validation[J]. *Solar Energy*, 2004, 76(1/2/3): 85—91.
- [7] Axcell B P. A simple equation for the effect of multiple reflections on the solar radiation absorbed by a collector with a double-glazed cover plate[J]. *Renewable Energy*, 1998, 13(3): 389—391.
- [8] Akhtar N, Mullick S C. Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double glazing[J]. *Energy*, 2007, 32(7): 1067—1074.
- [9] Fang Y P, Eames P C, Norton B, et al. Low emittance coatings and the thermal performance of vacuum glazing[J]. *Solar Energy*, 2007, 81(1): 8—12.
- [10] Fang Y P, Eames P C, Norton B, et al. Experimental validation of a numerical model for heat transfer in vacuum glazing[J]. *Solar Energy*, 2006, 80(5): 564—577.
- [11] Ng N, Collins R E, So L. Thermal conductance measurement on vacuum glazing[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, 49 (25/26): 4877—4885.
- [12] 陈则韶, 葛新石. 确定对流热损失小的平板集热器空气夹层最佳间距的理论和实验研究[J]. *太阳能学报*, 1985, 6 (3): 287—296.
Chen Zeshao Ge Xinshi. Theoretical and experimental investigations on determination of the optimum air layer spacing of the flat-plate solar collector with small convective heat loss[J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 1985, 6 (3): 287—296. (in Chinese with English abstract)
- [13] 陈则韶, 陈熹, 葛新石. 关于平板集热器的最佳间距和蜂窝结构热性能的实验研究[J]. *太阳能学报*, 1991, 12(2): 109—114.
Chen Zeshao, Chen Xi, Ge Xinshi. Experimental investigations on the optimum air layer spacing of flat-plate solar collector and the thermal performances of different kinds of honeycomb[J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 1991, 12(2): 109—114. (in Chinese with English abstract)
- [14] Akhtar N, Mullick S C. Approximate method for computation of glass cover temperature and top heat-loss coefficient of solar collectors with single glazing[J]. *Solar Energy*, 1999, 66(5): 349—54.
- [15] Rabl A. *Active Solar Collectors and Their Applications*[M]. New York: Oxford University Press, 1985: 36.
- [16] 何粹年. *太阳能热利用*[M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 2009: 8—29.
- [17] Duffie J A, Beckman W A. *Solar engineering of thermal processes*[M]. New York: John Wiley and Sons, Inc, 1980: 228.
- [18] Al-Sulaiman F A, Ismail B. Estimation of monthly average daily and hourly solar radiation impinging on a sloped surface using the isotropic sky model for Dhahran, Saudi Arabia[J]. *Renewable Energy*, 1997, 11(2): 257—262.
- [19] Cristofari C, Notton G, Poggi P, et al. Modelling and performance of a copolymer solar water heating collector[J]. *Solar Energy*, 2002, 72(2): 99—112.
- [20] 张鹤飞, 俞金娣, 赵承龙, 等. *太阳能热利用原理与计算机模拟*[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2007: 17—20.

Aspect ratio and spacing optimization of a solar flat-plate collector unit

Wei Shengxian^{1,2}, Li Ming^{1*}, Ji Xu¹, Lin Wenxian¹, Zheng Tufeng³, Li Guoliang³, Luo Xi¹

(1. Solar Energy Research Institute, Yunnan Normal University, Kunming 650092, China;

2. College of Physics and Electric Engineering, Qujing Normal University, Qujing 655011, China;

3. School of Physics and Electronic Information, Yunnan Normal University, Kunming 650092, China)

Abstract: To reduce shading-loss by sidewalls of a flat-plate collector unit, the mathematic model of mean effective heat-absorption area coefficient was built by using geometric optics. The variations of annual mean effective area coefficient with aspect ratio (AR), spacing, tilt angle, and latitude were analyzed using this model. The results show that the mean effective area coefficient decreases as the spacing increase; especially for larger AR. It is adverse to improve the mean effective area coefficient when the tilt angle is less than 15° or greater than 75° . For convenient applied in practice, critical spacing values are given with over 0.90 of annual mean effective area coefficient. In view of the reasonable spacing of 4–6 cm for smaller convective heat-loss, the reasonable $AR \leq 2/1$ and the maximum plate spacing of 5.8, 5.4, 4.7 and 4.2 cm are recommended for a collector unit used in 20° N, 30° N, 40° N and 50° N regions. The corresponding annual effective area coefficients are greater than 0.90. In the design stages of the flat-plate collector unit, the convective heat-loss and shading-loss can be minimized based on the results of this work.

Key words: geometrical optics, solar collectors, aspect ratio, optimization, flat-plate collector unit, plate spacing