

碟式太阳能光热转化单元热损失数值分析

常腾飞¹, 彭佑多¹, 王旻辉², 刘繁茂¹

(1. 湖南科技大学 机电工程学院 湖南 湘潭 411201; 2. 湘电集团 太阳能事业部 湖南 湘潭 411101)

摘 要:以某碟式太阳能光热转化单元为例,基于集热器尺寸误差、几何结构和运行工况参数,建立了碟式太阳能光热转化单元热损失以及热效率数学模型,开展了碟式太阳能光热转化单元热损失及热效率的定性分析和定量计算。结果表明:各种热损失中,聚光器光学损失 Q_{opt} 、吸热器再辐射热损失 Q_{rad} 、反射热损失 Q_{ref} 占总损失的比例相对较大,光学损失 Q_{opt} 最为显著,达到为 58.27%;集热器光学误差 δ 、采光口直径 D_{ap} 是影响光热转化单元热损失及热效率的关键因素;降低光学误差 δ ,减小集热器采光口直径 D_{ap} ,可有效降低单元热损失值,提高热效率。

关 键 词:太阳能;光热转化单元;热损失;定性分析;数值计算

中图分类号:TK513.5

文献标识码:A

引 言

碟式太阳能光热转化单元是碟式斯特林系统的重要组成部分,它利用旋转抛物面反射镜,将入射阳光聚焦在焦点上,安装在焦点处的太阳能斯特林热机吸收高温热能,从而完成光能到热能的能量转换过程^[1~2]。碟式太阳能光热转化单元的热损失,影响着整个太阳能系统的发电效率。文献[3~7]在热损失机理研究方面取得了一定的成果,给出了相应的近似计算公式;文献[8~10]开展了对抛物面式聚光器的研究,给出了聚光器存在的各种误差的分析模型;这些研究主要集中在碟式太阳能光热转化单元各部件的模拟分析上,缺少对碟式太阳能光热转化单元的热损失以及热效率的分析。

本研究基于集热器精度误差以及系统关键几何参数对各种热损失机理的影响,建立碟式太阳能光热转化单元热损失以及热效率的数学模型。结合碟式太阳能光热转化单元的一个实例,分析碟式太阳能光热转化单元的各种热损失。通过各种热损失的

研究,掌握影响单元热损失以及热效率的关键影响参数及其大小,这对碟式太阳能光热转化单元的结构优化设计具有重要的意义。

1 热损失的定性分析

碟式太阳能光热转化单元主要由反射镜、吸热器、支撑机构和驱动机构 4 部分构成。其中,反射镜、支撑机构和驱动机构组成聚光器。聚光器是一个旋转抛物面反射面,由双轴跟踪机构驱动,时刻对准太阳,反射太阳光汇聚到焦平面上。在实际运行中,聚光器存在的多种误差(如倾斜误差、跟踪误差等)会引起一部分太阳能不能进入到吸热腔中,导致能量损失。此外,空气中存在的细小尘埃和颗粒以及反射镜表面粘附灰尘,也将造成额外的光学损失。在光能到热能的转化过程中,各种热损失直接导致热效率的下降。这些热损失主要包括聚光器的光学损失、吸热器的反射热损失、再辐射热损失、对流换热热损失和导热损失,碟式太阳能光热转化单元热损失如图 1 所示。

集热器光学损失是由于集热器几何形状、跟踪误差及镜面反射误差等引起的光学损失,截断效率 φ 集中反映了聚光器误差的精度,是引起聚光器光学损失的影响因素^[12]。吸热器的反射热损失是由于吸热器的内壁面对太阳辐射能不完全吸收而引起的热损失,受内壁吸热材料和腔式几何结构因素的影响。吸热器的再辐射、对流换热、导热热损失均由于吸热器腔体内壁面高温的缘故而产生的热损失,和太阳辐射能流分布情况、几何结构和运行工况参数等因素密切相关。

正是由于各种热损失的存在,碟式太阳能转化单元的热效率远低于理论的热效率。

收稿日期:2013-04-15; 修订日期:2013-06-20

基金项目:湖南省战略性新兴产业重大科技攻关项目(2011GK4058);湖南省市联合自然科学基金资助项目(11JJ8006)

作者简介:常腾飞(1988-),男,湖南益阳人,湖南科技大学硕士研究生。

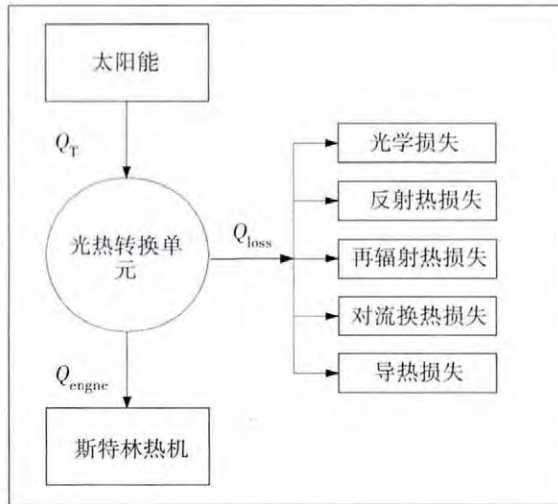


图 1 碟式太阳能光热转化单元热损失示意图
Fig. 1 Schematic diagram of the heat losses in a dish type solar energy light and heat conversion unit

2 热损失及热效率数值方程

2.1 光热转换单元热损失

2.1.1 集热器光学损失

集热器光学损失 Q_{opt} 包括跟踪误差、几何精度、镜面反射率和反射精度误差损失等,主要取决于结构精度、集热器镜面形状误差、镜面洁净度和灰尘等因素。

集热器光学损失 Q_{opt} 计算式为^[8-9]:

$$Q_{opt} = IA_{dish}(1 - E\rho_{ref}G\varphi) \quad (1)$$

其中,

$$\varphi = 1 - \exp\left(\frac{-1}{2C\sigma_f^2}\right)$$

$$\sigma_f^2 = \delta^2 \frac{1 + 2\cos^2\varphi_{rim}}{3\varphi_{rim}\cos\varphi_{rim}\sin\varphi_{rim}}$$

$$\delta^2 = 4\sigma_{slp}^2 + \sigma_{spec}^2 + \sigma_w^2 + \sigma_{sun}^2$$

式中: I —太阳能直射强度, W/m^2 ; A_{dish} —集热器投影面积, m^2 ; E —空气投射率; ρ_{ref} —集热器镜面反射率; G —遮盖率; φ —光学截断效率; C —集热器的聚光比 $C = A_{dish}/A_{ap}$; A_{ap} —吸热器采光口面积, m^2 ; σ_f —焦平面热流密度误差, $mrad$; ψ_{rim} —边缘角, $^\circ$; δ —集热器光学误差, $mrad$; σ_{slp} —倾斜误差, $mrad$; σ_{spec} —吸热器定位误差, $mrad$; σ_w —跟踪误差, $mrad$; σ_{sun} —太阳光线误差, $mrad$;

2.1.2 吸热器反射热损失

集热器投射太阳能聚焦到吸热腔,吸热腔不能全部吸收太阳能,一部分太阳能将被反射出去。吸热器反射热损失 Q_{ref} 计算式为:

$$Q_{ref} = (1 - \alpha_{abs})IA_{dish}E\rho_{ref}G\varphi \quad (2)$$

其中,

$$\alpha_{abs} = \frac{\alpha_w}{(\alpha_w + (1 - \alpha_w)\left(\frac{A_{ap}}{A_{rec}}\right))}$$

式中: α_{abs} —吸热器吸收率; α_w —腔体壁面材料对太阳辐射的吸收系数; A_{rec} —吸热器内腔面积, m^2 ;

2.1.3 吸热器再辐射热损失

吸热器内部的温度大于周围环境的温度,导致内腔的能量要通过吸热器光口溢出一部分能量。吸热器再辐射热损失 Q_{rad} 计算式为:

$$Q_{rad} = \sigma A_{ap}\varepsilon_{emi}(T_{rec}^4 - T_{amb}^4) \quad (3)$$

其中,

$$\varepsilon_{emi} = \frac{\varepsilon_w}{(\varepsilon_w + (1 - \varepsilon_w)\left(\frac{A_{ap}}{A_{rec}}\right))}$$

式中: σ —黑体辐射常数 $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$; ε_{emi} —吸热器内腔表面发射率; ε_w —腔体壁面材料的热发射率; T_{rec} —加热器壁面温度, K ; T_{amb} —环境温度, K ;

2.1.4 吸热器对流换热热损失

吸热器内腔温度高,将会产生对流换热热损失。对流换热损失 Q_{conv} 计算式为^[5-6]:

$$Q_{conv} = h_{total}A_{ap}(T_{rec} - T_{amb}) \quad (4)$$

其中,

$$h_{total} = h_{nat} + h_{wind}$$

$$h_{nat} = \frac{Nu_{nat}\lambda}{D_{cav}}$$

$$h_{wind} = f(\theta)v^{1.401}$$

$$Nu_{nat} = 0.088Gr^{1/3}\left(\frac{T_{rec}}{T_{amb}}\right)^{0.18}\cos(\theta)^{2.47}\left(\frac{D_{ap}}{D_{cav}}\right)^S$$

$$Gr = \frac{\beta g D_{cav}^3(T_{rec} - T_{amb})}{V^2}$$

$$S = 1.12 - 0.982\left(\frac{D_{ap}}{D_{cav}}\right)$$

$$f(\theta) = 0.1634 + 0.7498\sin(\theta) - 0.5026\sin(2\theta) + 0.3278\sin(3\theta)$$

式中: h_{total} —空气和腔体的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; h_{nat} —无风速影响状态下的自然对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; h_{wind} —正常风速影响状态吸热器腔体和空气的对流交换系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; λ —空气导热系数, $\lambda = 0.046 + 0.0098 \times (T_{rec} - 300) / 200$, $W/m \cdot K$; v —风速, m/s ; Gr —基于吸热器腔体平均直径 D_{cav} 的格拉晓夫数; β —体积变化系数, 对于理想气体等于绝对温度的倒数; g —重力加速度, m/s^2 ; V —空气的运动粘滞系数, $V = (48.33 + 37.74 \times (T_{rec} - 300)) \times 10^{-6}$, $kg/m \cdot s$; θ —吸热器安装倾斜角 ($^\circ$); D_{ap} —吸热器光口直径, m ;

2.1.5 吸热器导热损失

吸热器内腔和周围环境存在温度差, 一部分热量将由内腔向周围环境传导, 吸热器导热损失 Q_{cond} 计算式为:

$$Q_{cond} = \frac{T_{rec} - T_{amb}}{\frac{1}{2\pi HK} \ln\left(\frac{R_{ap} + D_0}{R_{ap}}\right)} + \frac{T_{rec} - T_{amb}}{\frac{D_0}{\pi K (R_{cav} + D_0)^2}} \quad (5)$$

式中: H —吸热器的内腔高度, m ; K —腔体保温材料的导热系数, $W/m \cdot K$; D_0 —腔体保温材料的厚度, m ; R_{ap} 、 R_{cav} —腔体的光口半径和平均半径, m ;

2.1.6 光热单元总热损失

综上所述, 光热转化单元总热损失为:

$$Q_{loss} = Q_{opt} + Q_{ref} + Q_{rad} + Q_{conv} + Q_{cond} \quad (6)$$

2.2 光热转化单元热效率计算

太阳能照射到聚光器上的总能量 Q_T :

$$Q_T = IA_{dish} \quad (7)$$

根据对集热器到吸热器之间的能量损失分析, 可以得到吸热器最终的吸收能量 Q_{engine} :

$$Q_{engine} = IA_{dish} - Q_{loss} \quad (8)$$

考虑系统热损失后, 其光热转换单元热效率 E_1 的计算式为:

$$E_1 = \frac{Q_{engine}}{Q_T} = \frac{IA_{dish} - Q_{loss}}{IA_{dish}} \quad (9)$$

3 热损失及热效率数值分析

以湘电集团开发的碟式太阳能转化单元为实例, 取聚光器镜面反射率 p_{ref} 为 0.94、遮盖率 G 为 0.99、空气透射率 E 为 0.9 和吸热器腔体壁面材料

对太阳辐射的吸收系数 α_w 为 0.9、吸热器腔体壁面材料的热发射率 ε_w 为 0.9 和吸热器腔体保温材料的导热系数 K 为 $0.05 W/m \cdot K$, 该碟式光热转化单元部分性能参数以及设计结构参数如表 1、表 2 所示。

表 1 某碟式太阳能光热转化单元部分性能参数
Tab. 1 Partial performance parameters of a dish type solar energy light and heat conversion unit

| 参数 | 数值 |
|-----------------------------|-------|
| 太阳直射强度 $I / w \cdot m^{-2}$ | 810 |
| 吸热器内腔温度 T_{rec} / K | 105.3 |
| 环境温度 T_{amb} / K | 293 |
| 平均风速 $v / m \cdot s^{-1}$ | 3 |

表 2 某碟式太阳能光热转化单元部分设计结构参数
Tab. 2 Partial design structural parameters of a dish type solar energy light and heat conversion unit

| 参数 | 数值 |
|-----------------------------|-------|
| 集热器开口直径 D_{dish} / m | 17 |
| 边缘角 $\Psi_{rim} / (^\circ)$ | 45 |
| 光学误差 $\delta / mrad$ | 8 |
| 集热器采光口直径 D_{ap} / m | 0.5 |
| 腔体平均直径 D_{cav} / m | 0.65 |
| 绝缘厚度 D_0 / m | 0.007 |
| 腔体高度 H / m | 0.6 |
| 腔体倾斜角 $\theta / (^\circ)$ | 40 |

3.1 各种热损失比较分析

运用 MATLAB 实验工具, 编写运行程序, 对光热转化单元热损失及热效率进行数值模拟分析。

实验条件假定太阳照射强度为 $810 w/m^2$, 平均风速为 $3 m/s$, 得出光热转化单元的各种热损失, 如表 3 所示, 表 3 中数值为光热转化单元各损失计算值及比例。

表 3 碟式太阳能光热转化单元各热损失比较

Tab. 3 Comparison of various heat losses in the dish type solar energy light and heat conversion unit

| 光热转化单元热损失 | 数值/kW | 比例/% |
|-----------|-------|-------|
| 光学损失 | 32.74 | 58.27 |
| 反射热损失 | 9.32 | 16.58 |
| 再辐射热损失 | 12.76 | 22.71 |
| 对流换热损失 | 0.89 | 1.58 |
| 导热损失 | 0.48 | 0.86 |

由表 3 可知 聚光器光学损失 Q_{opt} 计算值最大, 占总损失百分比值为 58.27%。吸热器反射热损失和再辐射热损失数值相当, 相对其它热损失占总损失的幅度比较大; 由于吸热器内腔温度与外界环境温度温差过大, 部分能量将溢出外界, 造成热损失。吸热器对流热损失和导热损失对整个光热转化单元热损失影响很小, 占总损失比例分别为 1.58% 和 0.86% 这是因为吸热器有很好的保温措施以及腔口有遮挡玻璃, 不易造成热量的散热和对流损失。

3.2 热损失及热效率的关键因素分析

由式(1)~式(3)可知 影响光热转化单元热损失及热效率的因素包括日照强度、吸热器内腔温度、外界环境温度以及集热器和吸热器的各几何结构参数等, 现选取吸热器内腔温度 T_{rec} (A)、光学误差 δ (B)、集热器采光口直径 D_{ap} (C)、吸热器腔体平均直径 D_{rec} (D) 进行 4 因素 3 水平正交试验研究。表 4 为 $L9(3^4)$ 正交试验因素水平表。

表 4 $L9(3^4)$ 正交试验因素水平
Tab. 4 Orthogonal test factor level $L9(3^4)$

| 水平 | A | B | C | D |
|----|---------------|-----------------|--------------|---------------|
| | T_{rec} / K | $\delta / mrad$ | D_{ap} / m | D_{rec} / m |
| 1 | 953 | 6 | 0.3 | 0.6 |
| 2 | 1003 | 8 | 0.4 | 0.65 |
| 3 | 1053 | 10 | 0.5 | 0.7 |

表 5 为正交试验方案与数据分析表。以光热转化单元热损失 Q_{loss} 为评价指标, 吸热器内腔温度 T_{rec} 、光学误差 δ 、集热器采光口直径 D_{ap} 、吸热器腔体的平均直径 D_{rec} 的数值变化均引起光热转化单元的热损失值的变化。其中, 以光学误差 δ 、采光口直径 D_{ap} 对其的影响最为显著。由极差 R 值的大小可知 影响光热转化单元热损失变化的 4 种因素的影响程度顺序为光学误差 δ 、集热器采光口直径 D_{ap} 、吸热器内腔温度 T_{rec} 、吸热器腔体的平均直径 D_{rec} 。

集热器采光口直径对截断效率的影响如图 2 所示, 截断效率 ϕ 随 D_{ap} 的增大而增大; 光学误差 δ 取 8 mrad 时, 截断效率 ϕ 随 D_{ap} 值的增大而变化显著; 当 D_{ap} 值超过 0.5 m, 截断效率 ϕ 的幅度变化平缓, 截断效率 ϕ 曲线幅度变化临界点对应的 D_{ap} 值为 0.5 m; 同时, 光学误差值变小, 截断效率 ϕ 变化曲线整体向左偏移, 临界点所对应 D_{ap} 值减小。

表 5 正交试验方案与数据分析

Tab. 5 Orthogonal test version and data analysis

| 试验号 | 因素 | | | | Q_{loss} / KW |
|------|---------------|--------|--------|--------|-----------------|
| | A | B | C | D | |
| 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 49.46 |
| 2 | 1 | 2 | 2 | 2 | 54.03 |
| 3 | 1 | 3 | 3 | 3 | 59.29 |
| 4 | 2 | 1 | 2 | 3 | 44.61 |
| 5 | 2 | 2 | 3 | 1 | 55.25 |
| 6 | 2 | 3 | 1 | 2 | 98.02 |
| 7 | 3 | 1 | 3 | 2 | 53.63 |
| 8 | 3 | 2 | 1 | 3 | 74.31 |
| 9 | 3 | 3 | 2 | 1 | 75.1 |
| K1 | 162.78 | 147.7 | 221.79 | 179.81 | |
| K2 | 197.88 | 183.6 | 173.74 | 205.68 | |
| K3 | 203.04 | 232.41 | 168.17 | 178.21 | |
| k1 | 54.26 | 49.23 | 73.93 | 59.94 | |
| k2 | 65.96 | 61.2 | 57.91 | 68.56 | |
| k3 | 67.68 | 77.47 | 56.06 | 59.4 | |
| 极差 R | 13.42 | 28.24 | 17.87 | 9.16 | |
| 主次顺序 | B > C > A > D | | | | |

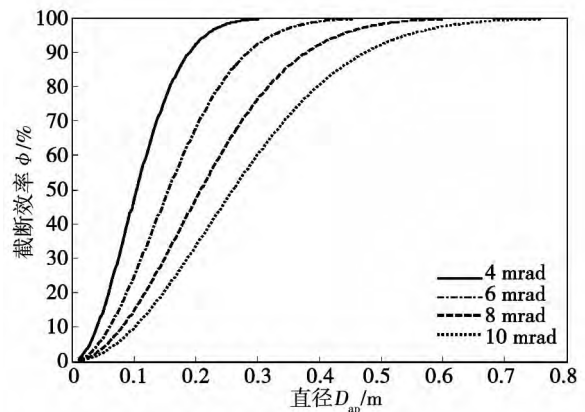


图 2 不同光学误差下集热器采光口直径对截断效率的影响分析

Fig. 2 Analysis of the influence of the light collection aperture diameter of the heat collector on the truncation efficiency at various optical errors

集热器采光口直径对聚光器光学损失的影响如图 3 所示。聚光器光学损失随 D_{ap} 值的增大而减小; 光学误差取 8 mrad 时, D_{ap} 在 0~0.5 m 变化范围内, 聚光器的光学损失下降幅度变化显著, 而 D_{ap} 值超

过 0.5 m 时,聚光器的光学损失下降幅度变小,几乎没有改变。同时,随着光学误差减小,聚光器光学损失曲线整体越往左偏移。

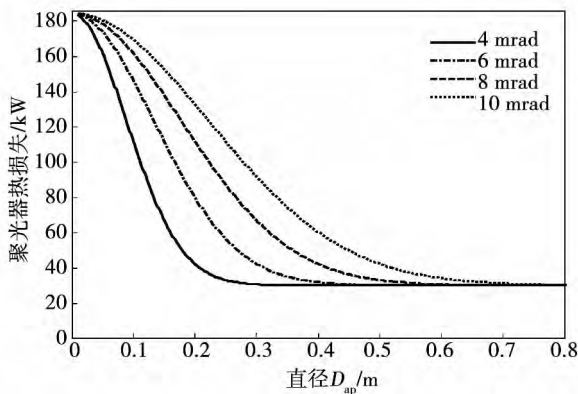


图 3 不同光学误差下集热器采光口直径对聚光器光学损失的影响关系

Fig. 3 Influence of the light collection aperture diameter of the heat collector on the optical loss of the light accumulator at various optical errors

集热器采光口直径对光热转化单元热效率的影响如图 4 所示。系统热效率变化曲线随 D_{ap} 值的增大先上升后下降,热效率曲线存在最高值,当光学误差取 8 mrad 时,热效率变化曲线中最高热效率点对应的 D_{ap} 值为 0.5 m,其符合实例中的设计结构参数数据;光学误差值越小,热效率曲线最高点值越大而其对应的 D_{ap} 值越小。

4 结 论

(1) 碟式太阳能光热转化单元热损失主要包括聚光器光学损失、吸热器反射热损失、再辐射热损失、对流换热损失、导热损失;以实例计算表明,聚光器光学损失 Q_{opt} 、吸热器再辐射热损失 Q_{rad} 、反射热损失 Q_{ref} 所占总损失的幅度相对较大,损失值分别为 32.74、12.76 和 9.32 kW,又以光学损失 Q_{opt} 最为显著,所占比例高达 58.27%。

(2) 各种热损失光热转化单元的多种结构参数和性能参数密切相关;光学误差 δ 、 D_{ap} 是影响光热转化单元热损失的主要关键因素;截断效率 φ 反映了聚光器光学误差引起的光学损失程度,与聚光器光学损失成反比关系;随着 D_{ap} 值的增大,截断效率 φ

变大,聚光器光学损失 Q_{opt} 下降。

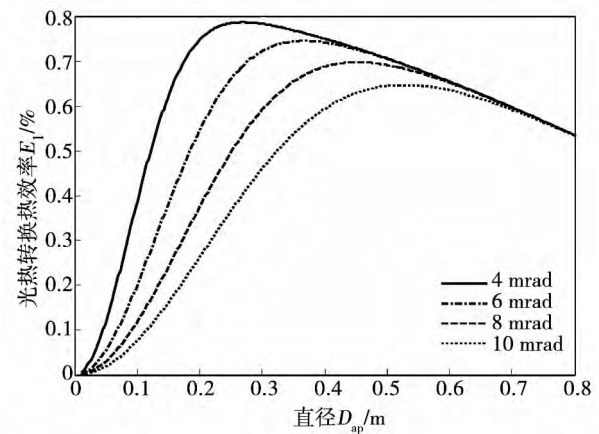


图 4 不同光学误差下集热器采光口直径对光热转化单元热效率的结果分析

Fig. 4 Analysis of the influence of the light collection aperture diameter of the heat collector on the thermal efficiency of the light and heat conversion unit

(3) 光热转化单元热效率受光学误差 δ 和 D_{ap} 的影响显著;不同的光学误差值,光热转化单元热效率曲线不同;随 D_{ap} 的增大,热效率曲线先上升后下降,存在最高热效率值;其对应的 D_{ap} 值则为集热器的最佳采光口直径,实例值为 0.5 m。

(4) 在光热转化单元结构优化设计中,尽量降低光学误差 δ ,其所对应的集热器最佳采光口直径 D_{ap} 值变小,单元热损失值也相应降低,热效率将增大。

参考文献:

- [1] 李明霞,董金钟.碟式斯特林发电系统性能分析模型与仿真[J].北京航空航天大学学报,2013,39(3):1-5.
LI Ming-xia, DONG Jin-zhong. Model for analyzing the performance of a dish-type stirling power generation system and simulation[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013, 39(3): 1-5.
- [2] Mancini T, Peter H, Barry B, et al. Dish-Stirling systems: an overview of development and status[J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2003, 125(2): 135-151.
- [3] Seo T, Kang Y. Heat losses from the receivers of a multifaceted parabolic solar energy collecting systems[J]. KSME International Journal, 2003, 17(8): 1185-1195.
- [4] Sendhil K, Reddy K. Numerical investigation of natural convection heat loss in modified cavity receiver for fuzzy focal solar dish con-

centrator[J]. Solar Energy 2007(81): 846 - 855.

[5] Stine W ,McDonald C. Cavity receiver convective heat loss [M]. A-merica: Solar World Congress ,1989.

[6] Ma R. Wind effects on convective heat loss from a cavity receiver for a parabolic concentrating solar collector[R]. SAND92 - 7293 , Sandia National Laboratories ,1993.

[7] Umarov I ,Fattakhov A. Heat loss in a cavity-type solar collector [J]. Applied Solar Energy ,1983 ,19(3): 35 ~ 38.

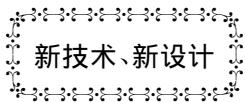
[9] Jaffe L D. Optimization of dish solar collectors [J]. Energy ,1983 (7): 684 - 694.

[10] Jaffe L D. Test results on parabolic dish concentrators for solar thermal power systems [J]. Solar Energy ,1989 ,42 (2): 173 - 187.

[11] 刘志刚 张春平 赵耀华 ,等. 一种新型腔式吸热器的设计与实验研究[J]. 太阳能学报 2005 26(3): 332 - 337.

LIU Zhi-gang ,ZHANG Chun-ping ,ZHAO Yao-hua ,et al. Design and experimental study of a new type cavity heat absorber [J]. Acta Energlae Solaris Sinica 2005 26(3): 332 - 337.

(丛 敏 编 辑)



三菱重工的简单循环设计系列

据《Gas Turbine World》2013 年 5 - 6 月刊报道,M701J 是该公司到目前为止研制的最先进大功率重型燃气轮机,M701F5 是 M701F4 升级改进型较小功率(相对于 M701J) 重型燃气轮机。

在 ISO 条件下,不考虑入口、出口和任何径轴驱动辅机的损失,用天然气作为燃料,简单循环设计系列的额定性能:

| MHI 型号 | M701F4 | M701F5 | M701J |
|---------------------------------------|---------|---------|--------|
| 基本负荷总输出功率/kW | 324 300 | 359 000 | 47 000 |
| 总热耗率(LHV) /kJ · (kWh) ⁻¹ | 9 027 | 9 000 | 8 783 |
| 总效率/ % | 39. 90 | 40. 0 | 41. 0 |
| 压比 | 18:1 | 21:1 | 23:1 |
| 排气流量/kg · s ⁻¹ | 712 | 712 | 862 |
| 排气温度/°C | 592 | 611 | 638 |

M701J 燃气轮机具有优良的性能灵活性。在半负荷输出功率(340 MW) 下,联合循环高达 55% ,好于 200 MW 的调节能力,并且升高功率的加载速度为 30 MW/min。

(吉桂明 摘译)

ethyl Ether Instead of Natural Gas [刊, 汉] MIAO Shan-shan, LU Xiao-feng, WANG Quan-hai, KANG Yin-hu, HONG Yong, DONG Ya-chao (Education Ministry Key Laboratory on Low Grade Energy Utilization Technologies and Systems, Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400030) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(1). -92 ~ 96

On a clean gas combustion test platform, an experimental study of the combustion characteristics of dimethyl ether burned in a natural gas burner was conducted. Through measuring the temperature field and emission parameters of flue gases in the furnace, the authors found that the temperature at the center of the furnace varies with the excess air ratio and hits its maximum value when $\alpha = 1.3$. Furthermore, the safety and feasibility of dimethyl ether burned in a common gas burner were also studied and the cost-effectiveness of burning dimethyl ether, diesel oil and natural gas in a gas-fired industrial boiler were contrasted and analyzed. It has been found that compared with diesel oil and liquefied natural gas etc. traditional fuels, dimethyl ether is characterized by its excellent combustion performance and emissions characteristics besides its relatively good economic indexes. Compared with natural gas and diesel, dimethyl ether has a better combustion performance, more complete combustion, higher thermal efficiency and energy utilization rate. The heating value of dimethyl ether is 70% that of diesel while the price of former is 1/2 that of the latter. Compared with natural gas, dimethyl ether has an identical leading edge. **Key words:** dimethyl ether, natural gas burner, temperature field, excess air ratio, combustion performance

碟式太阳能光热转化单元热损失数值分析 = Numerical Analysis of the Heat Loss of a Disk Type Solar Energy Light-heat Conversion Unit [刊, 汉] CHANG Teng-fei, PENG You-duo, LIU Fan-mao (College of Electromechanical Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan, China, Post Code: 411201), WANG Min-hui (Solar Energy Cause Department, Xiangdian Group, Xiangtan, China, Post Code: 411101) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(1). -97 ~ 102

With a disk type solar energy light-heat conversion unit serving as an example, on the basis of the dimensional error, geometric structure and parameters of the heat collector relating to operating conditions, established was a mathematical model for the heat losses and thermal efficiency of the above-mentioned unit and conducted was a qualitative analysis and quantitative calculation of the unit. It has been found that among various heat losses, the optical loss Q_{opt} of the light collector, the re-radiation heat loss Q_{rad} and the reflective heat loss Q_{ref} of the heat absorber occupies a relatively big percentage of the total heat loss, especially the optical loss Q_{opt} , amounting to 58.27%. The optical error δ of the heat collector and the diameter of the opening for collecting light rays are regarded as the key factors influencing the heat loss and thermal efficiency of the unit. To lower the optical error δ and reduce the opening of the heat collector for collecting light rays can effectively lower the heat loss of the unit and enhance its thermal efficiency. **Key words:** solar energy, light-heat conversion unit, heat loss, qualitative analysis, numerical calculation