

文章编号: 1000-8055(2003) 06-0819-05

空间站太阳能蓄热/吸热器轻量化研究

崔海亭, 袁修干, 邢玉明

(北京航空航天大学 飞行器设计与应用力学系, 北京 100083)

摘要: 为了降低太阳能热动力发电系统中关键部件吸热器的质量, 在 NASA 2 kW 吸热器样机的基础上建立了吸热器的物理和传热过程及流阻的数学模型, 编制了吸热器传热及质量计算的数值模拟程序, 分析了结构参数和特性参数对质量的影响。结果表明, 在一定的设计要求下, 合理的选取工质传热管的直径和数目、能量转换单元的转速、压缩机入口温度和回热器回热度等参数, 可以明显降低吸热器质量的影响, 为吸热器的设计提供了理论依据。

关键词: 航空、航天推进系统; 吸热器; 轻量化; 结构参数; 操作参数

中图分类号: TK512+.4; 文献标识码: A

Parametric study of Heat Receiver Mass in Space Solar Dynamic System

CUI Hai-ting, YUAN Xiu-gan, XING Yu-ming

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: To reduce the heat receiver mass, a mathematical and physical model of heat receiver for NASA 2 kW in space solar dynamic power system is formulated. The numerical simulations are performed and the effects of the structural and operational parameters on the heat receiver mass are analyzed. The results of the study indicate that structural parameters such as diameter, and number of the working fluid tube and, operational parameters such as compressor gas inlet temperature, rotating speed of the turbine and the recuperator effectiveness affect the heat receiver mass. Appropriate selection of these variables can distinctly reduce the weight of heat receiver. The calculated results can be used for the mass optimization of heat receiver.

Key words: aerospace propulsion system; heat receiver; mass optimization; structural parameter; operational parameter

太阳能热动力发电系统已成为长寿命、低轨道、高功率空间站电源系统的主要选择对象, 图1是采用 Brayton 循环的空间太阳能热动力发电系统的工作原理, 它利用抛物型的聚能器截取太阳能, 并将其聚集到吸热/蓄热器的圆柱形腔内, 被吸收转换成热能, 其中一部分热能传递给循环工

质, 另一部分热量则被封装在多个小容器内的相变蓄热材料(PCM)通过熔化而吸收储存起来。吸热后的循环工质在涡轮内膨胀做功, 推动涡轮旋转, 带动发电机发电。膨胀做功后的循环工质经过回热器与由压缩机出来的高压工质进行换热, 再经过工质冷却系统进一步排热降温, 进入压缩机

收稿日期: 2003- 02- 26; 修订日期: 2003- 04- 11

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50276001); 传热与能源利用北京市重点实验室资助项目

作者简介: 崔海亭(1964-), 男, 河北蠡县人, 北京航空航天大学飞行器设计与应用力学系博士生, 主要从事航天器热动力系统与强化传热等研究。

压缩, 经过回热器预热, 再次进入吸热/蓄热器, 完成一个循环过程。工质冷却系统由工质冷却器、泵

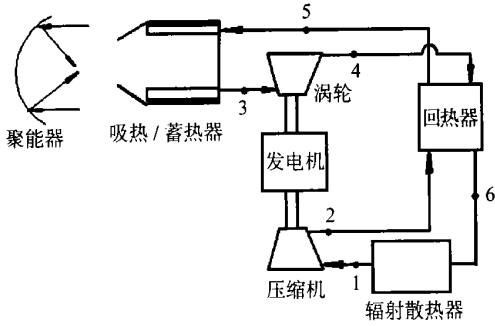


图1 空间太阳能热动力发电系统结构图

Fig. 1 Schematic diagram of system configuration

和辐射器组成, 废热主要通过辐射器释放到宇宙空间。在轨道阴影期, PCM 在相变点附近凝固释热, 充当热机热源来加热循环工质, 使得空间站处于阴影期时仍能连续工作发电^[1,2]。航天器的发射和维护费用及其昂贵, 因此如何在满足总体要求的前提下, 尽可能减少航天器的质量, 是具有重大意义的研究课题。文献[3]进行了太阳能热动力发电系统的轻量化研究, 但所建立的模型过分理想化, 所得结果与实际相差较远, 文献[4]对以系统总重量和总当量阻力面积最小为目标的热力参数进行了优化计算。本文以系统分析的方法, 研究太阳能热动力发电系统中热力学过程, 分析影响吸热器质量的诸多因素, 当输出功率一定时, 寻找减少吸热器质量的技术途径。

1 太阳能热动力系统的能量方程

1.1 各部件能量平衡计算公式

(1) 发电机输出功率:

$$N_a = GC_p[(T_3 - T_4) - (1 + g) \cdot (T_2 - T_1)] \cdot \eta_t \eta_{pt} \eta_m \quad (1)$$

式中: N_a 为发电机的净输出功率; η_t , η_{pt} 和 η_m 分别为电机效率、自耗效率和机械效率; G 为工质的质量流量; C_p 为工质的定压比热; g 为轴承及发电机的冷却用气率; T_1, T_2, T_3, T_4 分别为节点1, 2, 3, 4的温度。

(2) 吸热器向工质加热量:

$$Q_1 = GC_p(T_3 - T_5) \quad (2)$$

(3) 吸热器散热量:

$$Q_2 = GC_p(T_6 - T_1) \quad (3)$$

(4) 回热器回热量:

$$Q_3 = GC_p(T_4 - T_6) \quad (4)$$

(5) 输入吸热器的能量:

$$Q_4 = \frac{Q_1 \eta_{rc}(\tau_{sh} + \tau_{sn})}{\tau_{sh}} \quad (5)$$

(6) 输入聚能器的太阳能:

$$Q_5 = \frac{Q_4}{\eta_{cn}} \quad (6)$$

式中: T_5 和 T_6 分别为节点5, 6的温度; η_{cn}, η_{rc} 分别为聚能器和吸热/蓄热器的效率; τ_{sh}, τ_{sn} 分别为阴影期和日照期。

1.2 各状态点的温度计算

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{\pi^{(K-1)/K} - 1}{\eta_c} \right] \quad (7)$$

$$T_4 = T_3 [1 - (1 - \pi^{(K-1)/K}) \eta_t] \quad (8)$$

$$T_5 = T_2 + \epsilon(T_4 - T_2) \quad (9)$$

$$T_6 = T_4 - (T_5 - T_2) \quad (10)$$

式中: π, π_c 分别为涡轮的膨胀比和压缩机的增压比; K 为绝热指数; η_c, η_t 分别为压缩机和涡轮的效率; ϵ 为回热器的回热比。

压缩机和涡轮的效率是由压缩机和涡轮的入口压力 P 、温度 T 、转速 n 和流量决定的, 为此引入了一个通用相似准则比速。

比速的定义如下^[3]:

$$N_s = \frac{464.7 n Q^{1/2}}{\Delta h_s^{3/4}} \quad (11)$$

式中, 对于压缩机:

$$\Delta h_s = C_p T_1 (\pi_c^{K-1/K} - 1)$$

对于涡轮:

$$\Delta h_s = C_p T_3 \left[1 - \frac{1}{\pi^{K-1/K}} \right]$$

压缩机和涡轮效率的近似公式:

$$\eta_c = -0.29 + 1.17 \lg N_s - 0.28 (\lg N_s)^2$$

$$\eta_t = -8.86 + 9.98 \lg N_s - 2.57 (\lg N_s)^2$$

2 吸热器质量构成方程

图2为 NASA 2 kW 样机吸热/蓄热器结构示意图, 23根蓄热换热管平行均匀分布在吸热腔内壁, 换热管的两端通过入口、出口环形导管连接到入口、出口总管。每根换热管由24个蓄热容器单元焊接套装在工质导管外。蓄热单元为一个分离的环形容器, 内部充装相变材料(PCM), 容器单元之间采用绝热垫片隔离。吸热器总质量等于相变材料质量 M_{pcm} 、工质管质量 M_{tube} 、蓄热容器质量 $M_{canisters}$ 和其他部件 M_{other} 之和, 其中其它部件的质量认为不受变量的影响, 可按经验取一定值。

吸热器质量及其各部分质量关系式如下:

$$M = M_{\text{pcm}} + M_{\text{tube}} + M_{\text{canisters}} + M_{\text{other}} \tag{12}$$

$$M_{\text{pcm}} = Q_4 / \gamma_{\text{pcm}} \tag{13}$$

$$M_{\text{tube}} = 0.25 \cdot \rho_{\text{tube}} \pi L_{\text{RC}} (D_o^2 - D_i^2) \tag{14}$$

$$M_{\text{canisters}} = N \cdot n \cdot \rho_{\text{canisters}} \cdot V \tag{15}$$

由传热方程可得吸热器管径与管长间关系:

$$\frac{\alpha N_{\text{RC}} \pi d_{\text{RC}} L_{\text{RC}}}{W C_p} = \ln \left[\frac{T_w - T_3}{T_w - T_5} \right] \tag{16}$$

由于 He-Xe 混合气的 Pr 数较低, 管壁之间的强迫对流换热系数采用文献[5] 推荐的公式, 形式如下:

$$Nu = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.6} \tag{17}$$

式中: γ_{pcm} 为相变材料的潜热量; T_w 为传热管壁温度; α 为吸热/ 蓄热器中传热管内的对流换热系数; N_{RC} 为吸热/ 蓄热器中传热管的数目; $d_{\text{RC}}, L_{\text{RC}}$ 分别为吸热/ 蓄热器中传热管的直径和长度; N 为吸热器中换热管数量; n 为换热管中蓄热容器的质量; $\rho_{\text{canisters}}$ 为蓄热容器的密度; V 为其体积, 是结构尺寸的函数, 其具体结构尺寸见图3, 它包括

努谢尔特数; Re 为雷诺数; Pr 为普朗特数。为了保证工质的流速需要, 换热管采用了中央封堵的结构, 工质在环形工质通道中流动, 环形通道间加入了内翅片以强化传热, 带内翅的环形通道减小了工质流道的水力直径, 增加了传热面积, 增大了对流换热系数。

流经换热管的循环工质的压力损失可由下式计算:

$$\Delta P_1 = \xi \frac{L_{\text{RC}}}{d_{\text{RC}}} \frac{\rho V_{\text{RC}}^2}{2} \tag{18}$$

对于由进口环形总管到各换热管分流产生的压降以及由各换热管到出口环形总管汇流造成的压降, 可由文献[6] 中的公式计算。

$$\Delta P_2 = (\xi_1 + \xi_2) \frac{\rho V_{\text{RC}}^2}{2} \tag{19}$$

式中, ξ_1 和 ξ_2 分别为分流或汇流的阻力系数。假设各换热管的工质流进和流出环形总管的速度相同均为 V_{RC} , 阻力系数 ξ_1, ξ_2 根据文献[6] 分别取为1 和4。由此吸热器中总的压降为:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 \tag{20}$$

3 初始条件的确定

参考国内外相关资料^[1,2], 吸热器壳体、容器、工质导管等主要结构材料采用钴基合金 Haynes188, Haynes188 有很好的高温性能, 特别是与相变材料有很好的相容性。相变蓄热材料采用共晶混合物 80.5LiF- 19.5CaF₂(摩尔比), 其熔点为 1040 K, 相变潜热为 790 kJ/kg。循环工质采用 37.3He- 62.7Xe(摩尔比) 混合气体, 摩尔重量 83.8。参考 NASA 25 kW 发电系统和 2 kW SD GTD 的系统参数和文献[3, 4] 选定循环基本参数如下: 压气机进口温度 T_1 为 270 K; 压气机进口压力 P_1 为 0.27 MPa; 压气机效率取 0.82; 压气机的压缩比取 2.03; 机械效率 η_m 取 0.98; 电机效率 η_e 为 0.92; 自耗效率 η_{pt} 为 0.93; 回热度为 0.90; 轴承及发电机的冷却用气率 g 为 0.025; 阴影期 τ_{sh} 为 27 min; 日照期 τ_{in} 为 66 min; 聚能器效率 η_{con} 为 0.85; 吸热器效率 η_{RC} 为 0.86。

4 计算结果及分析

根据上述的太阳能热力系统的的能量方程和吸热器质量方程的数学模型, 本文编写了该系统的性能模拟和质量计算的数值模拟程序。该程序可以模拟不同参数下太阳能热力系统和吸热器的工作性能, 进行吸热器质量的轻量化分析。对

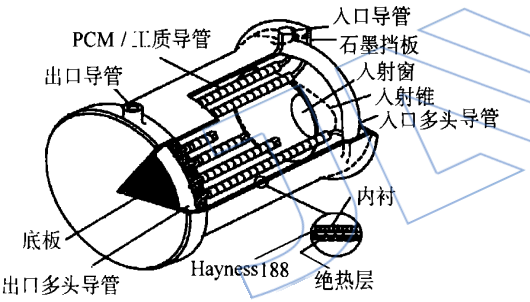


图2 吸热/ 蓄热器结构图

Fig. 2 Heat receiver

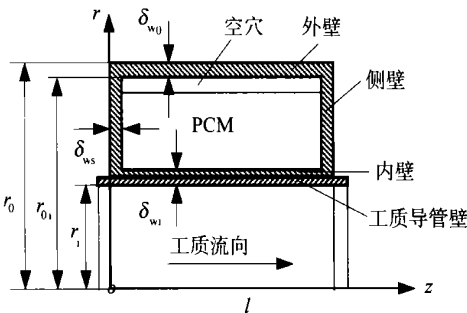


图3 PCM 容器轴向界面图

Fig. 3 Canister schematic geometry

了容器的外径 r_0 、长度 L 、壁厚 δ_{w0} 等参数; Nu 为

不同功率的发电系统, 所选组件的效率和其他特性参数有所不同, 不能盲目套用。通过对吸热器系统及其物理、数学模型的分析, 影响该系统的独立结构参数有吸热器中工质传热管的直径和数目、物性参数有工质流量、压缩机入口温度以及回热器回热效率等参数, 这些参数的范围均满足系统的要求^[3], 不考虑对吸热器质量影响不大的其它参数的影响, 下面以2 kW 太阳能热动力发电系统中吸热器为基础, 计算分析这些参数对吸热器质量的影响。由文献[7]可知, 吸热器的长径比的大小对改变 PCM 总的熔化率的大小作用不大, 并且本文所讨论的吸热器的长径比均在1.56~1.6范围内, 热力性能指标和阻力降能够满足吸热器的要求。

4.1 吸热器中工质传热管直径的影响

图4为吸热器质量随管径变化的关系, 由图可以看出, 随着工质传热管直径的增加, 吸热器的质量先降低到某一最小值而后随着传热工质管直径的增加而逐渐增大, 换热管直径增大后, 为了保持流体的质量流量, 需要提高压缩机的动力, 这样会引起其他部件质量的增加, 进而影响到整个系统的循环效率。从图4可以看出, 吸热器质量最低时相应的传热管直径为20 mm, 此时吸热器的质量为195 kg, 和 NASA 2 kW 样机吸热器相比, 质量可以降低3.2%。

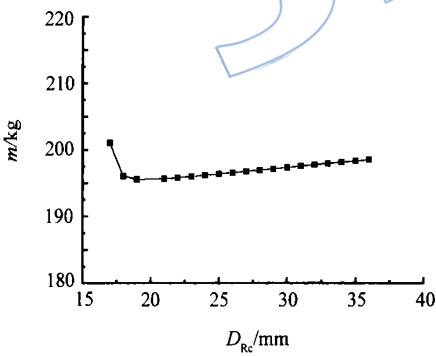


图4 工质管直径与吸热器质量的关系
Fig. 4 Relationship of working fluid tube diameter and mass of heat receiver

4.2 吸热器中传热管子数的影响

吸热器的质量与工质传热管子数的关系见图5。在满足传热条件的前提下, 传热管子数越少, 会使通过每个传热管的流速增加, 从而增大了工质的流动阻力, 会使整个系统的效率降低。从图中可

以看出, 吸热器的质量随传热管子数的增加而增加, 但增加不很明显, 当传热管子数为23根时, 吸热器的质量约为200 kg, 与 NASA 2 kW 太阳能热动力发电系统中吸热器的质量相当。

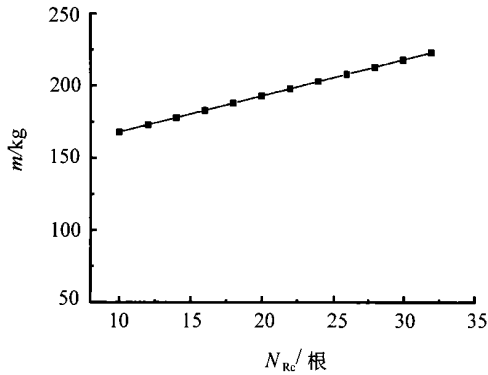


图5 工质管子数与吸热器质量的关系
Fig. 5 Relationship of working fluid tube number and mass of heat receiver

4.3 蓄热容器长度对吸热器质量的影响

图6是蓄热容器长度与吸热器质量间的关系, 由图可见在满足其它条件时, 容器的长度越短, 需要的容器的数量就越多, 则容器的质量就会增大, 随着容器长度的增加, 所需容器的数量减少, 因而吸热器的质量会随之下降。当采用的长度不超过25.4时, 吸热器的质量不会超过200 kg。

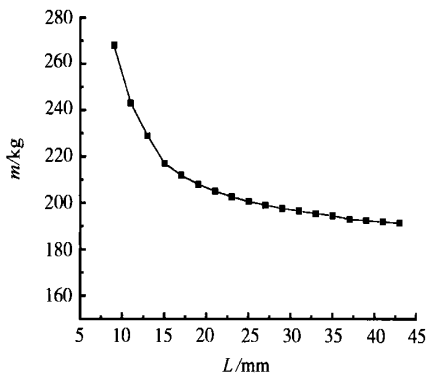


图6 蓄热容器长度与吸热器质量的关系
Fig. 6 Relationship of canister length and mass of heat receiver

4.4 能量转换单元的转速对吸热器质量的影响

能量转换单元的转速对吸热器质量的影响如图7所示。从图中可以看出, 随着转速的增加, 吸热器质量逐渐降低。到转速大于900 r/s 时, 吸热器质量有较明显的下降。考虑到涡轮和压气机的强度, 系统的最佳转速取为1 100 r/s, 此时吸热器的

质量约为198 kg。与 NASA 2 kW 吸热器质量相比略有下降。

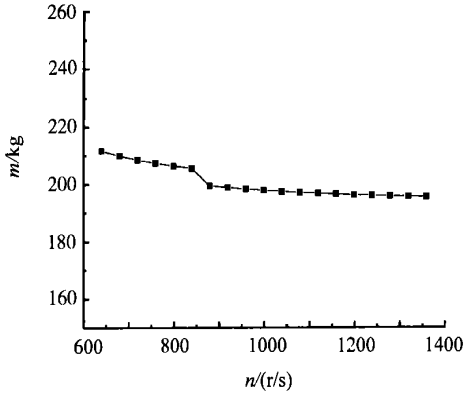


图7 转速与吸热器质量的关系

Fig. 7 Relationship of turboalternator compressor speed and mass of heat receiver

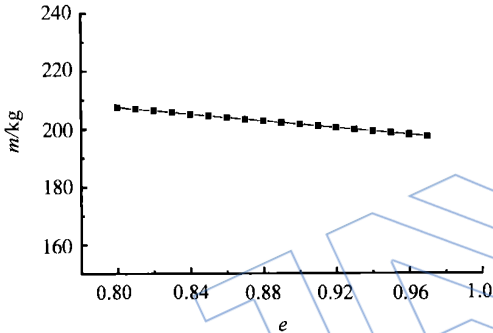


图8 回热度与吸热器质量的关系

Fig. 8 Relationship of recuperator effectiveness and mass of heat receiver

4. 5 回热器回热度对吸热器质量的影响

图8表示了回热器回热度与吸热器质量的变化曲线, 回热度的提高, 增加了循环的热效率, 从而降低了吸热器的质量, 从图中可以看出, 随着回热器回热度的增加, 吸热器的质量逐渐减少, 考虑到回热度对其他参数的影响, 要保持吸热器的正常工作, 回热度不应大于0. 92。

4. 6 压缩机入口温度对吸热器质量的影响

图9为压缩机入口温度与吸热器质量间的关系, 从图中可以看出: 随着压缩机入口温度的增加, 吸热器的质量逐渐增加, 但变化幅度不大。只要入口温度不大于280 K, 就能保证吸热器的质量不会超过200 kg。

由以上分析可知, 有较多的因素影响吸热器的质量, 在实际应用时必须综合考虑这些参数的

相互关系, 结构参数应优先保证, 其次才考虑操作参数。

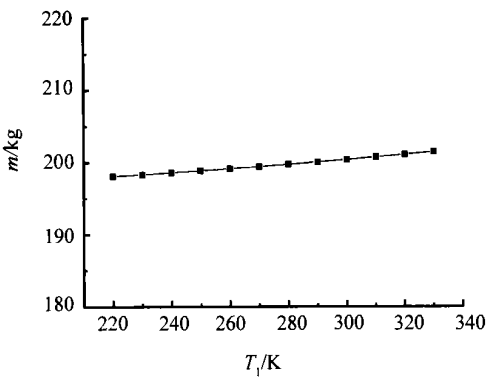


图9 压缩机入口温度与吸热器质量的关系

Fig. 9 Relationship of compressor input temperature and mass of heat receiver

5 结 论

本文建立了空间站太阳能热力发电系统传热过程能量平衡方程和吸热器的质量方程, 分析了影响吸热器质量的主要结构和操作参数, 研究了这些参数对吸热器质量的影响规律, 并对多种运行工况进行了模拟, 计算结果表明, 吸热蓄热器中工质传热管的直径和数目是影响吸热器质量的主要结构参数, 能量转换单元的转速、压缩机入口温度和回热器回热度是影响吸热器质量的操作参数, 合理的选取这些参数可以降低吸热器的质量。

参考文献:

[1] Dennis Alexander. 2 kW Solar Dynamic Ground Test Demonstration Project[R] . NASA- CR- 198423. Tempe, Arizona: AlliedSignal Aerospace, 1997.

[2] Solar Dynamic Power System Development for Space Station Freedom[R] . NASA- RP- 1310, N94- 12807, Cleveland, Ohio: Lewis Research Center, 1993.

[3] 吴玉庭, 任建勋, 过增元, 等. 空间站太阳热力发电系统的轻量化研究[J] . 工程热物理学报, 2002, 23(增刊): 149- 152.

[4] 蔡磊, 张人杰. 空间用太阳能热力发电装置热力参数优化计算[J] . 上海航天, 1996, 13(2): 7- 11.

[5] Taylor M F, Bauer K E, Meeligot D M. Internal Forced Convection to Low-Prandtl-Number Gas Mixtures[J] . Int. J. Heat Mass Transfer, 1988, 31(1): 13- 25.

[6] 华绍曾, 杨学宁. 实用流体阻力手册[M] . 北京: 国防工业出版社, 1985.

[7] 崔海亭, 袁修干, 邢玉明. 结构参数对吸热器热性能的影响[J] . 化工学报, 2004, 55(1) .