

# 超临界 CO<sub>2</sub> 太阳能吸热器许用能流密度研究

黄凯欣, 饶政华, 廖胜明

(中南大学能源科学与工程学院, 长沙 410083)

**摘 要:** 以单根太阳能吸热管为对象, 利用 ANSYS 计算管壁的温度场和应力应变, 并采用 ASME BPVC III NH 方法进行蠕变-疲劳分析。研究表明, 在周向非均匀能流作用下, 受照面顶部因为局部高温而膨胀受阻, 产生明显应变。分析质量流量的增大和管内径的减小对增大许用能流密度的显著程度。

**关键词:** 超临界 CO<sub>2</sub>; 太阳能吸热器; 能流密度; 热应力

**中图分类号:** TK513.3

**文献标识码:** A

## 0 引 言

超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环用于塔式太阳能热发电具有潜在效率高、结构紧凑、可采用干式冷却等优点<sup>[1,2]</sup>。美国桑迪亚实验室搭建了 1 MW<sub>e</sub> 超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环实验系统, 进行相关测试和改进, 验证了超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环用于热发电的潜力与可行性<sup>[3]</sup>, 并与美国可再生能源实验室等合作开始进行 10 MW<sub>e</sub> 实验系统的设计, 以实现更高的热电转换效率<sup>[4]</sup>。

管式吸热器是超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环太阳能热发电系统的核心部件, 其热效率和寿命受能流密度的影响。能流密度过低将造成吸热器热效率降低、成本增大; 能流密度过高将造成温度载荷增加、寿命缩短。由于超临界 CO<sub>2</sub> 在吸热器中的运行压力高达 20 MPa, 温度达 500~700 °C<sup>[1]</sup>, 因此在确定吸热器的许用能流密度时需考虑管材由压力和温度载荷造成的蠕变和疲劳失效。目前塔式吸热器的结构强度分析大多针对熔融盐吸热器, 且未充分考虑蠕变的影响<sup>[5-8]</sup>, 造成吸热器所能承受的能流密度被高估。Neises 等<sup>[9]</sup>基于线弹性方法对超临界 CO<sub>2</sub> 管式吸热器进行了蠕变-疲劳分析, 但由于未考虑实际的非均匀能流密

度分布, 低估了吸热管的应力应变。综上所述, 在管式吸热器的分析中, 非均匀能流密度分布、管材蠕变-疲劳特性对应变场分布和许用能流密度的影响尚未得到足够的重视。本文以超临界 CO<sub>2</sub> 太阳能吸热器的单根竖直吸热管为对象, 如图 1 所示。考虑实际的非均匀能流密度分布和管材蠕变-疲劳特性, 应用 ANSYS 进行温度场和应力应变计算, 依据 ASME BPVC III NH<sup>[10]</sup> 中的蠕变-疲劳分析方法确定不同温度下 1800H 管材的许用应变范围, 并确定吸热器许用的最大能流密度, 分析质量流量和管内径对许用能流密度的影响。研究结果对吸热器的优化设计和安全运行具有重要意义。

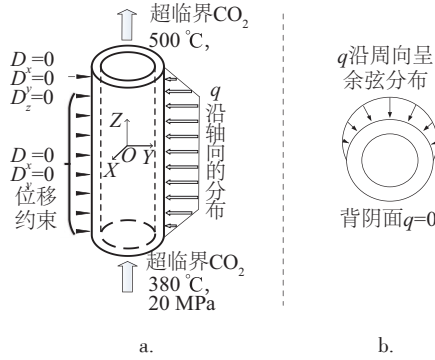
## 1 计算方法

超临界 CO<sub>2</sub> 塔式太阳能吸热器可由多个吸热管屏环绕组成圆柱形的管式吸热器, 每个吸热管屏由多根竖直吸热管并联组成。本文选取吸热管屏中的单根吸热管为研究对象, 如图 1 所示(图中,  $D_x$ 、 $D_y$ 、 $D_z$  分别为  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向上的位移,  $q$  为能流密度)。吸热管外壁接收非均匀的能流密度, 管内为 20 MPa 的超临界 CO<sub>2</sub> 流体, 通过与管内壁的对流换热吸收热量。

收稿日期: 2015-12-16

基金项目: 中南大学研究生自主探索创新基金(2016zzts321); 湖南省自然科学基金(2016JJ2144)

通信作者: 廖胜明(1963—), 男, 博士、教授、博士生导师, 主要从事能源系统工程、新能源技术、工程热物理与能源利用的基础问题等方面的研究。smliao@csu.edu.cn

图1 超临界CO<sub>2</sub>(sCO<sub>2</sub>)吸热管示意图Fig. 1 Schematic diagram of a supercritical CO<sub>2</sub> receiver tube

### 1.1 温度场计算

吸热管的能量平衡控制方程如式(1)。

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (1)$$

式中,  $T$  ——温度, °C;  $x, y, z$  ——坐标, m。

#### 1.1.1 管外壁能流密度边界条件

吸热器表面能流密度分布取决于定日镜场的分布和聚焦控制, 通过优化控制可实现吸热管外壁能流密度均匀分布、减小峰值<sup>[11-13]</sup>。如图1a所示, 根据文献[8]中吸热器能流密度分布计算结果, 可假设在吸热器中部( $-L/3 < z < L/3$ )能流密度沿轴向均匀分布, 两端( $L/3 < z < L/2$ )和( $-L/3 < z < -L/2$ )能流密度呈线性衰减至零。考虑热损失后的轴向有效能流密度分布  $q_c(z)$  可用式(2)表示。假设外管壁圆周方向上能流密度呈余弦分布<sup>[5]</sup>, 背阴面能流密度为0。管外有效能流密度分布  $q(x, y, z)$  如式(2)~式(4)。

当  $y > 0$ , 有:

$$q_c(z) = \eta_{th} \cdot q \cdot \left[ 0.976 + 1.694 \left( \frac{z}{L} \right)^2 - 23.3228 \left( \frac{z}{L} \right)^4 \right] \quad (2)$$

$$q(x, y, z) = q_c(z) \cdot \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} \quad (3)$$

式中,  $q$  —— $z=0$  处的能流密度, kW/m<sup>2</sup>;  $\eta_{th}$  ——吸热器热效率;  $q_c(z)$  —— $z$  处受照面顶部的有效能流密度, kW/m<sup>2</sup>;  $L$  ——吸热管长, m;  $z$  ——轴向位置, 在中心以下  $z$  为负值, 在中心以上  $z$  为正值, m。

当  $y < 0$ , 有:

$$q(x, y, z) = 0 \quad (4)$$

#### 1.1.2 管内壁对流换热边界条件

管内壁对流换热边界条件如式(5)。

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = h(T_b - T_w) \quad (5)$$

式中,  $\lambda$  ——吸热管导热系数, W/(K·m);  $h$  ——对流换热系数, W/(K·m<sup>2</sup>);  $T_b$  ——流体截面平均温度, °C;  $T_w$  ——管内壁面温度, °C。

沿管长方向划分若干计算单元, 各单元的流体截面平均温度  $T_{b,i}$  可由式(6)确定。

$$T_{b,i} = T_{b,i-1} + \frac{q_c(z) \cdot d_{out} \cdot \Delta L}{c_p \cdot m} \quad (6)$$

式中,  $c_p$  ——比热容, J/(kg·K);  $m$  ——质量流量, kg/s;  $d_{out}$  ——吸热管外径, mm;  $\Delta L = L/n$ , mm;  $n$  ——计算节点数。

假设对流换热系数  $h$  沿周向均匀分布, 只沿轴向变化。管内的对流换热系数  $h$  通过 Gnielinski 关联式(7)确定, 其中管内湍流流动的阻力系数  $f$  由式(8)确定。

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr_f}{1 + 12.7 \sqrt{f/8} (Pr_f^{2/3} - 1)} \left( \frac{T_f}{T_w} \right)^{0.45} \quad (7)$$

式中,  $Nu$  ——努塞尔数;  $Re$  ——雷诺数;  $Pr_f$  ——管内流体的普朗特数, 下标  $f$  代表流体。

$$f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2} \quad (8)$$

对于回热型超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环系统<sup>[1]</sup>, 假设超临界 CO<sub>2</sub> 经回热器后, 在吸热器入口处温度  $T_{in}$  为 380 °C, 通过计算吸热管的长度, 以使吸热器出口温度  $T_{out}$  达到透平入口温度设定值 500 °C。吸热管所需管长根据进出口温差、质量流量和能流密度  $q$  的大小, 联立式(9)和式(10)确定。

$$Q = (T_{out} - T_{in}) \cdot c_p \cdot m \quad (9)$$

$$Q = d_{out} \int_{-L/2}^{L/2} q_c(z) dz \quad (10)$$

式中,  $Q$  ——单根吸热管吸收的总能流, kW;  $d_{out}$  ——吸热管外径, m。

### 1.2 应力应变计算

基于线弹性分析对吸热管进行结构强度计算。管壁承受的载荷包括能流导致的温度载荷和高压流体导致的压力载荷。温度载荷通过顺序耦合将计算所得的温度场施加到吸热管上, 压力载荷来自管内 20 MPa 超临界 CO<sub>2</sub>。如图1a所示, 在吸热管背阴面每隔 1.5 m 设置一处位移约束以限制吸热管因受照面和背阴面温差引起的向外弯曲<sup>[8]</sup>。最上端的约束固定  $x, y, z$  方向的位移, 其他各处的约

束固定  $x$ 、 $y$  方向的位移,允许吸热管沿轴向膨胀以减小热应力。

### 1.3 蠕变-疲劳分析

太阳能吸热器工作温度较高,系统启停和遮挡对吸热器造成循环载荷,因此需对其进行蠕变-疲劳分析。本文采用 ASME-BPVC-III-NH-T-1400<sup>[10]</sup> 中线弹性方法进行蠕变-疲劳分析。

分析中假设吸热器在夜间和受遮挡时热流为零,受照时其能流密度恒定不变。为确定循环加载下吸热器的应变范围,假设吸热器不受照时,因管内流体温度大幅降低其压力也大幅降低可忽略,此时各应变分量为零。当受照时各应变分量由 ANSYS 计算。吸热管在循环加载过程中以受照和非受照为两极端载荷状况确定的等效应变范围  $\Delta\varepsilon_{\text{equiv}}$  通过式(11)确定:

$$\Delta\varepsilon_{\text{equiv}} = \frac{\sqrt{2}}{2(1+\nu)} \left[ (\Delta\varepsilon_x - \Delta\varepsilon_y)^2 + (\Delta\varepsilon_y - \Delta\varepsilon_z)^2 + (\Delta\varepsilon_z - \Delta\varepsilon_x)^2 + \frac{3}{2} (\Delta\gamma_{xy}^2 + \Delta\gamma_{yz}^2 + \Delta\gamma_{zx}^2) \right] \quad (11)$$

式中,  $\nu^*$  ——在弹性分析中为泊松比  $\nu$ ;  $\Delta\varepsilon_x$ 、 $\Delta\varepsilon_y$ 、 $\Delta\varepsilon_z$ 、 $\Delta\gamma_{xy}$ 、 $\Delta\gamma_{yz}$ 、 $\Delta\gamma_{zx}$  ——分别代表 6 个应变分量在 2 个载荷状况下的差值。

总应变范围  $\varepsilon_i$  如式(12)所示。

$$\varepsilon_i = K_v \Delta\varepsilon_{\text{mod}} + K \Delta\varepsilon_c \quad (12)$$

式中,  $K$  ——应力集中系数;  $\Delta\varepsilon_{\text{mod}}$  ——修正后的等效应变范围;  $K_v$  ——多轴应力和泊松比调整因子;  $\Delta\varepsilon_c$  ——单次循环中的蠕变增量。

本文考虑的温度和应力水平下,单次循环中 3 h 的保载时间不会对材料造成明显的蠕变增量,所以单次循环中的蠕变增量  $\Delta\varepsilon_c \approx 0$ 。

已知总应变范围  $\varepsilon_i$  和载荷历史,可分别确定不同温度下的疲劳损伤和蠕变损伤。材料 I800H 的损伤容许域如图 2 所示。蠕变损伤和疲劳损伤的总和要小于蠕变-疲劳损伤容许值  $D$ ,如式(13)所示。 $D$  由蠕变-疲劳损伤容许域的包络线确定。

$$\sum_{j=1}^p \left( \frac{n}{N_d} \right)_j + \sum_{k=1}^m \left( \frac{\Delta t}{T_d} \right)_k \leq D \quad (13)$$

式中,第一项——累积疲劳损伤;第二项——累积蠕变损伤;  $P$  ——循环形式个数;  $n$  ——循环加载

次数;  $N_d$  ——许用循环次数;  $m$  ——时间间隔的个数;  $\Delta t$  ——第  $k$  个时间间隔的大小, h;  $T_d$  ——第  $k$  个时间间隔中该应力水平对应的蠕变破坏时间, h。其中,许用循环次数和蠕变破坏时间据 ASME BPVC III NH<sup>[10]</sup> 确定。

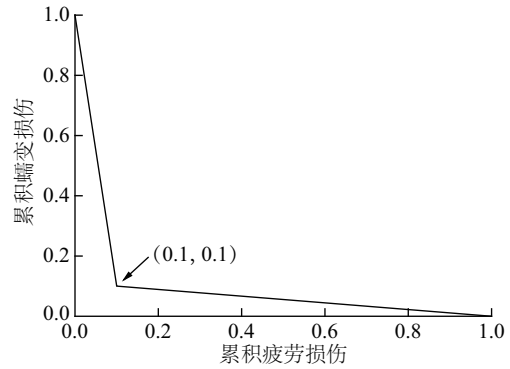


图2 I800H的损伤容许域<sup>[10]</sup>

Fig. 2 Creep-fatigue damage envelop of I800H<sup>[10]</sup>

### 1.4 流动阻力损耗

超临界 CO<sub>2</sub> 输运引起的循环泵功耗  $P_{\text{pump}}$  由式(14)确定。

$$P_{\text{pump}} = \sum_{i=1}^n \Delta p_i \cdot \dot{m}_{v,i} \quad (14)$$

$$\Delta p_i = f \cdot \rho \cdot \Delta L \cdot \frac{v^2}{2d} \quad (15)$$

式中,  $\dot{m}_{v,i}$  ——第  $i$  个节点的体积流量, m<sup>3</sup>/s;  $\Delta p_i$  ——第  $i$  个节点内由流动阻力引起的压降, Pa; 由式(15)确定。

为衡量流体输运引起的泵的功耗与吸收总热量的相对大小,定义比值因子  $R$ ,如式(16)所示。

$$R = \frac{P_{\text{pump}}}{Q} \quad (16)$$

## 2 结果与分析

### 2.1 许用应变范围

计算中吸热管管材为 I800H。假设太阳能吸热器每年运行 300 d, 每天运行 8 h, 每天由启停和遮挡引起的循环加载次数为 3 次, 则寿命期 30 a 内循环加载次数为 27000 次, 高温下的运行总时间为 72000 h。根据上述载荷历史, 可确定不同温度下最大许用应变范围。蠕变-疲劳分析的参数如表 1。

表1 蠕变-疲劳分析的参数设定

Table 1 parameter setting for creep-fatigue analysis

参数	数值
应力集中系数 $K$	1
多轴应力和泊松比调整因子 $K_s$	1
时间间隔个数 $m$	1
时间间隔大小 $\Delta t/h$	72000
单次循环中的蠕变增量 $\Delta \varepsilon_c$	0

图3给出了不同温度下的许用应变范围,蠕变和疲劳损伤的大小。当实际应变范围超出许用应变范围时将引起吸热器的破坏。若运行时材料1800 H 温度低于 482 °C,疲劳失效引起破坏,蠕变损伤可忽略。若运行时 1800H 温度约为 510 °C,产生蠕变-疲劳相互作用,蠕变损伤和疲劳损伤的影响都不能忽略,许用应变范围迅速下降。若运行时 1800H 温度为 566 °C,蠕变损伤引起破坏,疲劳损伤可忽略。

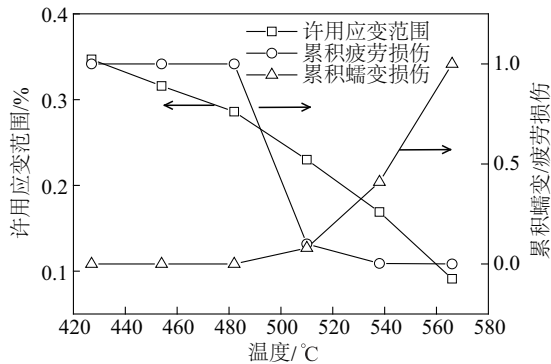


图3 不同温度下的1800H许用应变范围和相应的累积蠕变损伤和累积疲劳损伤大小

Fig. 3 Allowable strain range and corresponding accumulated creep and fatigue damage under different Temperature

## 2.2 吸热管温度和应变分布特点分析

吸热管温度场、应力应变场计算所需要的参数如表2。

图4为吸热管受照时管外壁的温度和总应变范围分布。如图4a所示,管外壁温度在入口较低,沿程先升高后降低。温度最高点位于管外壁能流密度开始衰减的转折点A处( $z=L/3, \theta=90^\circ$ ),该处管壁温度为566 °C、管内流体温度为488 °C,且能流密度未开始衰减。吸热管在循环加载过程中,以受照和非受照为两极

端载荷状况确定总应变范围。如图4b所示,吸热管中部( $-L/3 < z < L/3$ )总应变范围沿轴向分布几乎不变,只沿周向变化,这是因为中部( $-L/3 < z < L/3$ )能流密度分布沿轴向分布不变,只沿周向变化。图4中A处为吸热管外壁温度最高点,A处的总应变范围较大,达到0.09%。

表2 吸热管温度场和应力应变场计算的参数设定

Table 2 Parameter setting for numerical calculation of temperature field and stress strain field

参数	数值
杨氏模量 $E/\text{Pa}$	$1.65 \times 10^{11}$
泊松比 $\nu$	0.367
导热系数 $\lambda/\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	19.5
热膨胀系数 $\alpha/\text{K}^{-1}$	$16.8 \times 10^{-6}$
入射能流密度 $q/\text{kW} \cdot \text{m}^{-2}$	261
质量流量 $m/\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	0.27
管内径 $d_{\text{in}}/\text{mm}$	12
管壁厚度 $\delta/\text{mm}$	3
管长 $L/\text{m}$	12.1
热效率 $\eta_{\text{th}}$	0.83

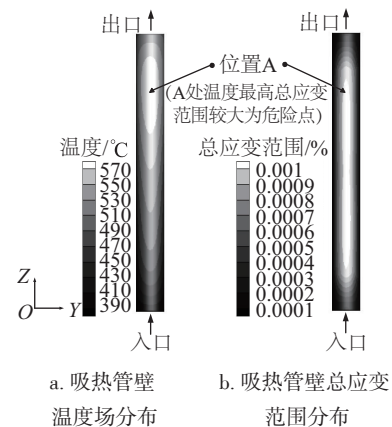


图4 吸热管壁受照面温度场分布(a)和总应变范围分布(b)

Fig.4 Temperature field(a) and total strain range field(b) of outer surface of receiver tube

图5为A点所在截面的温度和总应变范围分布。如图5a,A点局部温度远远高于截面平均温度。这是由于吸热管背阴面没有能流,受照面上能流密度沿周向上呈余弦分布,所以管外壁顶部A点



的能流密度最大。如图 5b, 管外壁 A 点 ( $z=L/3$ ,  $\theta=90^\circ$ ) 和管内壁 B 点 ( $z=L/3$ ,  $\theta=60^\circ$ ) 的总应变范围最大。当吸热管受照时, 截面上的温度分布导致热膨胀不均, A 点局部温度远远高于截面平均温度, 导致其膨胀受阻程度最大, 其总应变范围达 0.09%。B 点在内压和膨胀不均导致的周向拉应力的共同作用下总应变达 0.1%。A 点温度为 566 °C, 许用应变范围为 0.091%, 仅略高于其总应变范围 0.09%; B 点温度为 525 °C, 许用应变范围为 0.02%, 远高于其总应变范围 0.01%, 因此 A 点比 B 点更易受到破坏。

### 2.3 质量流量对许用能流密度的影响

各个算例中入口温度都为 380 °C, 为使出口温度都达到统一的设定透平入口温度 500 °C, 根据进出口温差和表 3 给定的质量流量、管内径和能流密度计算不同情况下管长  $L$ 。通过增大能流密度试算直至管外壁危险点 A 处 ( $z=L/3$ ,  $\theta=90^\circ$ ) 温度达到 566 °C, 得到不同条件下的最大许用能流密度。由于 9 个算例中危险点温度都达到 566 °C, 因此截面温度分布相似, 危险点 A 处的总应变范围均为 0.09%。

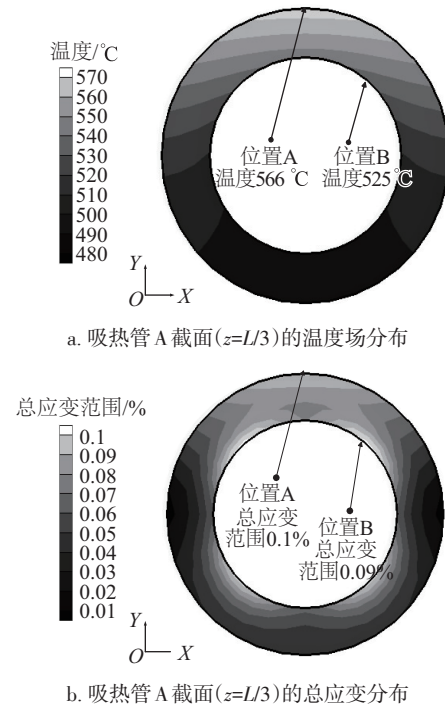


图5 吸热管 A 截面 ( $z=L/3$ ) 的温度场分布和总应变范围分布

Fig. 5 Temperature field and total strain range field of cross section of A ( $z=L/3$ )

表 3 不同管内径和质量流量下吸热管的对流换热系数  $h$ , 许用能流密度,  $R$  值

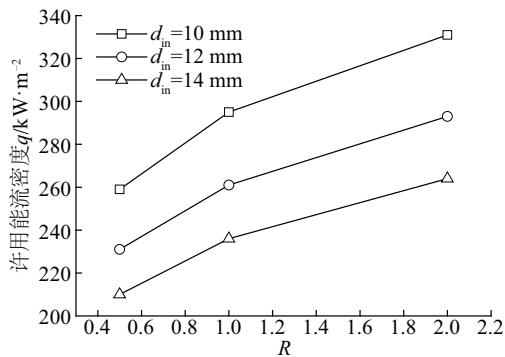
Table 3 Allowable flux density,  $h$  and  $R$ , under different mass flow rate and different inner diameter

管内径/mm	质量流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	管长/m	危险点 A 截面对流换热系数/ $\text{W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$	许用能流密度/ $\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$	比值因子 $R/\%$
10	0.14	7.8	3770	259	0.5
	0.19	9.2	4828	295	1.0
	0.25	10.9	6113	331	2.0
12	0.2	10.3	3573	231	0.5
	0.27	12.1	4568	261	1.0
	0.35	14.4	5781	293	2.0
14	0.26	12.9	3421	210	0.5
	0.35	15.2	4353	236	1.0
	0.47	18.1	5534	264	2.0

如表 3 所示, 随着质量流量的增加, 管内对流换热系数增加, 许用能流密度随之增加。但是增加质量流量的同时,  $R$  值随之增大, 说明流体输运引起的泵的功耗也显著增大。如图 6 所示, 随着  $R$  值的增大, 许用能流密度的增长速率明显减缓, 表明当质量流量增大到一定程度时, 增大质量流量对提高许用能流密度的作用有限, 但将引起泵的功耗迅速增加。

### 2.4 管内径对许用能流密度的影响

如表 3 所示, 在相同  $R$  值下, 随着管内径的增大, 管内对流换热系数减小。由于管内流体压强为 20 MPa, 为限制一次薄膜应力的, 假设管壁厚度与管内径的比值恒为 0.25。因此管内径增大的同时也将引起管壁厚度增大, 从而增大管壁热阻。因此, 许用能流密度随管内径的增大而减小。

图6 不同管内径下许用能流密度随 $R$ 值的变化Fig. 6 Change of allowable flux density with  $R$  under different inner diameter

### 3 结 论

以超临界 CO<sub>2</sub> 太阳能吸热器的单根竖直吸热管为研究对象,考虑非均匀能流密度分布、蠕变-疲劳特性对应变场分布和许用能流密度的影响,应用 ANSYS 对温度场、应力应变场进行计算。依据 ASME-III NH<sup>[10]</sup>蠕变-疲劳分析方法确定 I800H 材料的吸热管许用的最大能流密度,得到以下结论:

1) 假设吸热器在 30 a 间,循环加载次数为 27000 次,高温运行时间为 72000 h。当温度小于 482 °C 时,疲劳失效引起破坏,蠕变损伤可忽略;当温度约为 510 °C 时,产生蠕变-疲劳相互作用,蠕变损伤和疲劳损伤的影响都不能忽略,许用应变范围迅速下降;当温度为 566 °C 时,蠕变损伤引起破坏,疲劳损伤可忽略。

2) 在周向非均匀能流作用下,受照面顶部和背阴面温差较大,导致热膨胀不均。A 处 ( $z=L/3$ ,  $\theta=90^\circ$ ) 局部温度远远高于截面平均温度,导致其膨胀受阻程度最大,为发生结构失效的危险点。

3) 对于管式吸热器,在入口温度为 380 °C,出口温度为 500 °C 的设定下,对管内径在 10~14 mm 之间,流体运输的功耗与吸收总热量之比  $R$  值在 0.5%~2.0% 之间的吸热管进行了分析,许用能流密度在 210~331 kW/m<sup>2</sup> 之间。当质量流量达到一定程度后,继续增大质量流量对许用能流密度的增加作用有限,但将引起泵的功耗迅速增加。在相同  $R$  值下,减小管内径可提高管内对流换热系数、减小管壁导热热阻,有助于提高许用能流密度。

### [参考文献]

- [1] Dyreby J J. Modeling the supercritical carbon dioxide Brayton cycle with recompression [D]. Madison: The University of Wisconsin-Madison, 2014.
- [2] Turchi C S. Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2013, 135(4): 1928—1936.
- [3] Iverson B D, Conboy T M, Pasch J J, et al. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles for solar-thermal energy [J]. Applied Energy, 2013, 111(4): 957—970.
- [4] Turchi C S. 10 MW supercritical CO<sub>2</sub> turbine test [R]. National Renewable Energy Laboratory (NREL), DE-EE0002589, 2014.
- [5] Liao Zhirong, Li Xin, Xu Chao, et al. Allowable flux density on a solar central receiver [J]. Renewable Energy, 2014, 62: 747—753.
- [6] Pacheco J E, Bradshaw R W, Dawson D B, et al. Final test and evaluation results from the Solar Two project [R]. Sandia National Laboratories, SAND2002-0120, 2002.
- [7] Kolb G J. An evaluation of possible next-generation high-temperature molten-salt power towers [R]. Sandia National Laboratories, SAND2011-9320, 2011.
- [8] Tilley D, Kelly B, Burkholder F. Baseload nitrate salt central receiver power plant design final report [R]. Abengoa Solar LLC, DOE-ABENGOA-3596, 2014.
- [9] Neises T W, Wagner M J, Gray A K. Structural design considerations for tubular power tower receivers operating at 650 °C [A]. ASME 2014 8th International Conference on Energy Sustainability collocated with the ASME 2014 12th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology [C], Boston, 2014.
- [10] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division 1-Subsection NH. Rules for construction of nuclear facility component-class 1 components in elevated temperature service, 2013 [S].
- [11] Vant-Hull L L. The role of “allowable flux density” in the design and operation of molten-salt solar central receivers [J]. Journal of Solar Energy Engineering, 2002, 124(2): 165—169.
- [12] 郭铁铮, 刘国耀, 刘德有, 等. 塔式太阳能吸热器过热评价模型及镜场调度方法研究 [J]. 太阳能学报, 2014, 35(1): 166—170.

- [12] Guo Tiezheng, Liu Guoyao, Liu Deyou, et al. Research on superheated evaluation model of receiver on solar power tower plant and dispatching methods of heliostats field[J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 2014, 35(1): 166—170.
- [13] 辛秋霞, 卞新高, 杨缝缝. 塔式太阳能热发电系统镜场调度方法的研究[J]. *太阳能学报*, 2010, 31(3): 317—322.
- [13] Xin Qiuxia, Bian Xingao, Yang Fengfeng. Research on dispatching heliostats in solar power tower plant[J]. *Acta Energaie Solaris Sinica*, 2010, 31(3): 317—322.

## RESEARCH ON ALLOWABLE FLUX DENSITY OF SUPERCRITICAL CO<sub>2</sub> SOLAR RECEIVER

Huang Kaixin, Rao Zhenghua, Liao Shengming

(*School of Energy Science and Engineering, Central South University, Changsha 410083, China*)

**Abstract:** Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle has potential to increase thermal efficiency of solar power plant, and flux density on the solar receiver is a determining factor of its performance. It operates under high temperature and high pressure condition. Start-up, shutdown and cloud cover induce cyclic loading on the receiver. Therefore creep-fatigue analysis of the receiver is needed in order to determine a reasonable heat flux level on it. In this paper, temperature and stress-strain field of a single receiver tube was calculated in ANSYS. Creep-fatigue analysis was then conducted using method in ASME BPVC III NH. Circumferentially varying heat flux causes local high temperature at the crown where considerable strain range is spotted due to inhibition of thermal expansion. The significance of the increase of allowable flux density by increase of the mass flow and decrease of tube diameter are also investigated.

**Keywords:** supercritical CO<sub>2</sub>; solar receiver; heat flux density; thermal stress