

基于附壁效应的斯特林机多孔介质加热器传热特性

潘登宇 李琦芬* 李卓能 焦贵海

(上海电力学院能源与机械工程学院, 上海 200090)

摘要 针对传统斯特林机加热器加热管管外出现“热点”现象, 提出斯特林机的多孔介质型加热器, 以提高加热管外传热平均温度。通过改进纽曼与包克附壁射流模型, 提出斯特林机加热器多孔介质模型。通过本多孔介质模型下流动传热特性与 Fu 方程下的对流换热特性对比、同时分析不同流速与孔径下的加热管换热系数, 验证出: 在附壁效应下, 多孔介质模型对碳化硅等大孔径、内部结构均匀且形状变化平滑的泡沫型多孔介质有较好的拟合特性。

关键词 斯特林机 多孔介质 加热器 附壁效应

中图法分类号 TK121; **文献标志码** A

加热器是斯特林发动机的重要部件。高温高压下, 燃烧的高温火焰由于热分布不均匀, 可能会产生传热“热点”, 对加热管管外造成高温侵蚀。为了避免“热点”侵蚀, 加热器加热时管外最高温度受限, 平均传热温度降低, 从而影响到斯特林发动机热电转换效率。因此, 开发一种热分布均匀、燃烧效率高的斯特林加热器势在必行。El-Ehwany 等^[1]研究了 α 型斯特林机的三种不同的排布方式的直角管式加热器。Hirao 等^[2]研制出了一种新型的可以减少烟气能量损失的套管式加热器^[2]。这两种改进方案能在一定程度上解决加热器热分布不均匀的问题, 但由于直角管和套管在一定程度上限制了换热效率, 且同时增加了设备的复杂程度。因此, 本方案避免加热设备上的复杂改进, 从换热环境和换热介质的角度, 对斯特林机加热器进行改进。

多孔介质燃烧是一种新颖的燃烧方式, 一些学者对多孔介质燃烧器燃烧进行了研究^[3-5], 结果表明多孔介质燃烧方式具有燃烧强度大、燃烧效率高

等优点。张保生^[6]设计了一种运用多孔介质燃烧器, 可以燃烧气源不稳定煤层气, 驱动斯特林发动机发电, 马云龙等^[7]设计一套斯特林机蓄热式低浓度瓦斯发电系统。这两种关于斯特林多孔介质加热器的研究都是侧重整体系统研究, 而忽视了加热器内部传热传质特性。因此, 本文侧重研究斯特林机多孔介质加热器内部传热传质特性。

传统宏观水平的研究方法为表征体元法(representative elementary volume, REV), 在 REV 上对流体参数和固体参数实行体积平均, 获得假想介质在 REV 上的平均参数, 进而分析其中的传热和流动过程。这种宏观计算法的平均值与多孔介质内部实际流动状态不符, 建立的流动与换热模型与实际也是相差甚远。因此, 本文在微观水平研究对实际多孔介质传输过程中传热机理, 结合喷管附壁射流理论, 建立流体与固体骨架流动与传热物理模型。

1 模型的建立

1.1 物理模型

选取 SiC 泡沫陶瓷多孔介质, 如图 1 所示。为理论分析方便, 对其结构进行简化, 简化物理模型如图 2 所示。

①多孔介质由气孔、喉道及其构成它们的固体结构组成, 所有气孔的尺寸相同, 且所有的喉道尺寸也相同; ②气孔与气孔之间通过轴向喉道相互链接; ③每一个喉道与其后面直接相连的气孔构成一个偏置喷嘴单元; ④径向上各单元没有物质与能量的传递。

1.2 数学模型

基于纽曼与包克附壁射流流动模型, 建立几何

2017年5月2日收到上海市创新行动计划项目(15DZ1201804)和上海市科委科技计划项目(14DZ1207106)资助
第一作者简介: 潘登宇(1993—), 男, 硕士研究生。研究方向: 风能利用、外燃机与内燃机燃烧技术、分布式能源技术以及余热余压节能技术。E-mail: pandengyu93@163.com。

*通信作者简介: 李琦芬(1973—), 女, 教授, 工学博士。研究方向: 可再生能源利用、高效传热与低品位能源利用、分布式能源技术以及余热余压节能技术。E-mail: liqifen73@163.com。

引用格式: 潘登宇, 李琦芬, 李卓能, 等. 基于附壁效应的斯特林机多孔介质加热器传热特性[J]. 科学技术与工程, 2017, 17(35): 245—250

Pan Dengyu, Li Qifan, Li Zhuoneng, et al. Heat transfer characteristics of stirling machine porous media heater based on attaching effect [J]. Science Technology and Engineering, 2017, 17(35): 245—250



图 1 SiC 泡沫陶瓷
Fig. 1 SiC foam ceramic

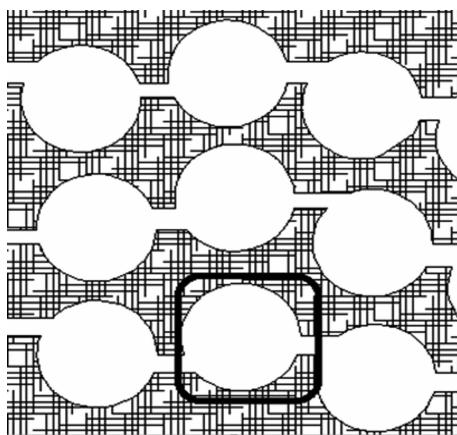


图 2 SIC 多孔介质模型
Fig. 2 SIC porous media model

模型并进行解析,如图 3 所示。在附壁射流几何模型基础上,对传热部分进行改进,如图 4 所示。改进如下:

(1) 与经典模型中喷管壁面为斜平面不同,模型喷管壁面为平滑渐变曲面。

在喷管模型中,以附壁点右侧射流半宽处为分界点,喷管管壁前半部分近似认为是倾斜角为 0° 的斜曲面,主要表现为冲击射流。考虑冲击射流角度对传热性能有一定的影响,采用射流角度对换热系数的影响加以修正^[8]。后半部分虽然倾斜角发生很大的变化,但此处的射流已经为完全紧贴壁面流动,没有冲击射流的影响,换热系数无需进行修正。

(2) 经典模型中喷嘴与壁面存在明显壁肩位差。

本文模型中为平滑过渡,不存在明显壁肩,壁肩位 D 近似取喷嘴下端到壁面最低端距离。

(3) 本文模型尾部为多孔介质内部的喉道部分,在经典模型中是不存在的。

本文近似采用经典模型的换热系数方程,由于该部分尺寸和射流速度与下一个单元模型进口处相

等,各个单元模型的参数均相同,因此其雷诺数 Re 使用本单元模型喷嘴进口处射流的雷诺数计算。同时由于存在上下两个壁面换热系数的计算结果应乘以 2。

(4) 本文设计的模型中,射流远离的上半壁面,由于气流流速很低,传热效果很差,忽略不计。

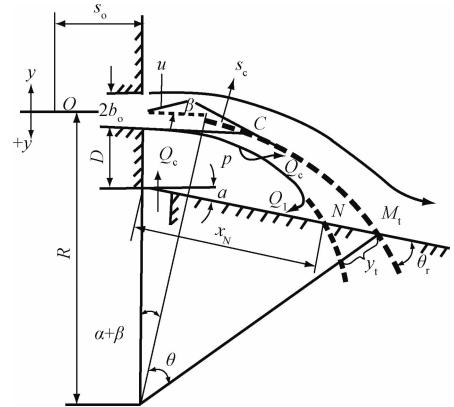


图 3 纽曼与包克附壁射流流动模型
Fig. 3 Newman and Baoke's attached jet flow model

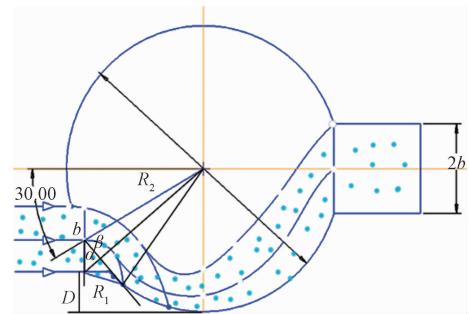


图 4 多孔介质附壁效应模型
Fig. 4 Pore media attaching effect model

2 传质与传热计算

2.1 传质计算

由于在模型设计中,没有考虑多孔介质中径向上气孔与气孔的相互影响,即输入控制流量 $J_c = 0$,所以基于附壁效应本文所研究多孔介质模型的流动与传热状态理论计算如下:

参照自由射流的 σ (一般取 7.67)值,设定附壁射流的扩散系数 σ 。

根据位差 D 与喷嘴半宽 b 的比值 D/b 及侧壁倾斜角 α ,查表得扩散系数 σ ^[9]。

求取 K_τ :

$$K_\tau = \tanh \frac{\sigma y_\tau}{s_\tau + s_0} \quad (1)$$

式(1)中, $s_0 = \frac{2\sigma b_0}{3}$ 。

先假设从喷嘴出口沿中心线至附壁点的弧长为

$s_\tau = 5.8$, u_m 为中心线流速。由

$$u_m b = \int_0^{y_\tau} u_m \operatorname{sech}^2 \left(\frac{\sigma y}{s + s_0} \right) dy \quad (2)$$

可求得:

$$b = \frac{s + s_0}{8\sigma} \left(e^{2\lambda y_\tau} - e^{-2\lambda y_\tau} - 4 \frac{\sigma y_\tau}{s + s_0} \right) \quad (3)$$

令 $\frac{s + s_0}{\sigma} = \frac{1}{\lambda}$, 式(3)可化为

$$b = \frac{1}{8\lambda} \left(e^{2\lambda y_\tau} - e^{-2\lambda y_\tau} - 4\lambda y_\tau \right) \quad (4)$$

解方程可以得出 K_τ 。

求射流碰撞角 θ_τ 。

射流碰撞角 θ_τ 与 K_τ 的关系可由动量关系求得。

$$\cos \theta_\tau = \frac{3}{2} K_\tau - \frac{1}{2} K_\tau^3 \quad (5)$$

求出 s_τ :

$$\frac{s_\tau}{2b_0} = \frac{\sigma (2q'_\tau + 1)^2}{3K_\tau^2} - \frac{\sigma}{3} = \frac{\sigma}{3} \left(\frac{1}{K_\tau^2} - 1 \right) \quad (6)$$

式(6)中, s_τ 为从喷嘴出口沿中心线至附壁点的弧长。

$$s_\tau = \frac{2b_0 \sigma}{3} \left(\frac{1}{K_\tau^2} - 1 \right) \quad (7)$$

$$\frac{R}{2b_0} = \frac{s_\tau}{2b_0 (\alpha + \theta_\tau)} \quad (8)$$

$$\frac{x}{w} = 2.632 \left(\frac{h}{w} \right)^{0.851} \quad (9)$$

式(9)中, w 为喷嘴直径; h 为位差。

由本文设计模型的几何关系可得:

$$\alpha + \beta = 120^\circ;$$

$$R_1 \cos \alpha = R_2 \cos \beta;$$

$$R_1 = R_2 \frac{\cos \left(\frac{s_\tau}{R_1} - \frac{\pi}{3} \right)}{\cos \left(\pi - \frac{s_\tau}{R_1} \right)}.$$

式中, R_1 、 R_2 分别为射流中心线的曲率半径、气孔半径; α 、 β 分别为射流偏转角度、喷嘴出口沿气孔壁面至附壁点圆弧所对应的角度。射流偏转角度 $\alpha =$

$$\frac{s_\tau}{R_1}, \text{ 附壁点横坐标 } x_\tau = R_1 \sin \left(\frac{s_\tau}{R_1} \right).$$

2.2 传热计算

通过附壁射流传热理论与公式, 将其运用到求出的流动方程中, 得出多孔介质内部的传热特性公式。考虑冲击角对对流换热系数的影响, 对换热系数加以修正^[8]。

根据 Kim^[10] 对附壁射流流动与传热的研究结果, 偏置喷管发生稳定附壁射流时, 努塞尓数 Nu 与

雷诺数 Re 关系如下:

$$Nu = 0.201 Re^{0.56} |x^+|^{-0.135} \quad (10)$$

式(10)中, $x^+ = (x - x_\tau)/x_\tau$, x 为计算点位置横坐标, x_τ 为中心线与侧壁的碰撞点。

在本文设计的模型前半部分, 喷嘴入口至附壁点以附壁点右侧射流半宽处分界点, 对其努塞尓数 Nu_1 , 加以修正乘以 $\cos \theta$ ^[8]。

$$Nu_1 = 0.201 Re^{0.56} |x^+|^{-0.135} \cos \theta, \\ -1 < x^+ < 1.35/1.3823 = 0.9766 \quad (11)$$

式(11)中,

$$\theta = 7.419^\circ + \arcsin \left(\frac{x_\tau}{R_2} \frac{1.5189 - x}{x_\tau} \right).$$

模型后半部分, 分界点至模型末端的努塞尓数 Nu_2 。

$$Nu_2 = 0.201 Re^{0.56} |x^+|^{-0.135}, \\ 0.9766 < x^+ < +\infty \quad (12)$$

式(9)、式(10)中, Re 均为以喉道直径 $2b$ (即喷嘴宽度) 为特征长度计算所得。

为了增强模型数学描述的严谨性, 对模型所采取的假设有更加透彻的理解并使其更具有实用性, 需要对所得的微观传热的努塞尓数 Nu 进行平均化处理, 进而将微观方程描述推导为多孔介质传热宏观控制方程。具体处理方法为

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int Nu dL \quad (13)$$

3 模型合理性验证与分析

3.1 基于附壁效应的多孔介质传热方程推导

应用基于附壁效应的多孔介质流动传热模型推导本文研究的多孔介质传热方程的过程如下:

(1) 位差 $D = 0.625$ mm, $D/b = 0.60$, 侧壁倾斜角 $\alpha = 30^\circ$, 查表得扩散系数 σ 取 7.2^[9]。

(2) 由式(1)得

$$K_\tau = \tanh \frac{\sigma y_\tau}{s_\tau + s_0} \quad (14)$$

$$s_0 = \frac{2\sigma b_0}{3} = 5.033 \quad (15)$$

首先假设从喷嘴出口沿中心线至附壁点的弧长为 $s_\tau = 5.8$, 将 $\frac{s + s_0}{\sigma} = \frac{1}{\lambda}$ 代入式(3), 其中 $\lambda = 0.6636$, 原式可化为

$$b = \frac{1}{8\lambda} \left(e^{2\lambda y_\tau} - e^{-2\lambda y_\tau} - 4\lambda y_\tau \right) \quad (16)$$

由 MATLAB 计算解得 $y_\tau = 1.76$ 。

$$K_\tau = \tanh \frac{\sigma y_\tau}{s_\tau + s_0} = 0.8244 \quad (17)$$

解得 K_τ 约为 0.82。

(3) 由式(4)可知, 射流碰撞角 θ_τ 与 K_τ 的关系为

$$\cos\theta_\tau = \frac{3}{2}K_\tau - \frac{1}{2}K_\tau^3 \quad (18)$$

将 $K_\tau = 0.82$ 代入式(18)得

$$\cos\theta_\tau = 0.9564。$$

因此射流碰撞角为

$$\theta_\tau = 16.98^\circ。$$

$$(4) \frac{s_\tau}{2b_0} = \frac{\sigma(2q'_\tau + 1)^2}{3K_\tau^2} - \frac{\sigma}{3} = \frac{\sigma}{3K_\tau^2} - \frac{\sigma}{3} = \frac{\sigma}{3}\left(\frac{1}{K_\tau^2} - 1\right)。$$

式中, s_τ 为从喷嘴出口沿中心线至附壁点的弧长。

可以解得

$$s_\tau = \frac{2b_0\sigma}{3}\left(\frac{1}{K_\tau^2} - 1\right) = 2.37 \quad (19)$$

由式(8)和式(9)及多孔介质模型几何关系可得

$$R_1 = R_2 \frac{\cos\left(\frac{s_\tau}{R_1} - \frac{\pi}{3}\right)}{\cos\left(\pi - \frac{s_\tau}{R_1}\right)} \quad (20)$$

将 $s_\tau = 2.3724$ 、 $R_2 = 3.35$ 代入式(19)得射流中心线的曲率半径

$$R_1 = 3.35 \frac{\cos\left(\frac{2.3724}{R_1} - \frac{\pi}{3}\right)}{\cos\left(\pi - \frac{2.3724}{R_1}\right)} \quad (21)$$

解得 $R_1 = 1.39$ 。

$$\text{射流偏转角度 } \alpha = \frac{s_\tau}{R_1} = 1.7 = 97.5^\circ;$$

$$\text{附壁点横坐标 } x_\tau = x_\tau = R_1 \sin\left(\pi - \frac{s_\tau}{R_1}\right) = 1.3823。$$

(5) 对模型各部分进行努赛尔数 Nu 推导, 由式(11)模型前半部分, 喷嘴入口至附壁点以附壁点右侧射流半宽处分界点, 对其努赛尔数 Nu_1 加以修正乘以 $\cos\theta^{[8]}$ 。

$$Nu_1 = 0.201Re^{0.56}|x^+|^{-0.135}\cos\theta, \\ -1 < x^+ < 1.35/1.3823 = 0.9766。$$

其中, $\theta = 7.419^\circ + \arcsin\left(\frac{x_\tau}{R_2} \frac{1.5189-x}{x_\tau}\right)$; $x^+ = (x - x_\tau)/x_\tau$, x 为计算点位置横坐标, x_τ 为中心线与侧壁的碰撞点距离。

由式(11), 计算模型后半部分, 分界点至模型末端的努赛尔数 Nu_2 。

$$Nu_2 = 0.201Re^{0.56}|x^+|^{-0.135};$$

$$0.9766 < x^+ < +\infty。$$

式(10)、式(11)中, Re 均为以喉道直径(即喷嘴宽度)为特征长度计算所得。

(6) 求取传热宏观控制方程。整个模型的努塞尔数 \overline{Nu} 等于模型各处 Nu 平均值之和。

$$\overline{Nu} = \overline{Nu_1} + \overline{Nu_2} = \frac{1}{2\pi R_2 + 2b} \int_{-1}^{0.9766} 0.201Re^{0.56}|x^+|^{-0.135}dx^+ + \\ 2 \int_{0.9766}^{6.0415} 0.201Re^{0.56}|x^+|^{-0.135}dx^+ \quad (22)$$

$$\text{式(22)中, } \theta = 7.419^\circ + \arcsin\left(\frac{x_\tau}{R_2} \frac{1.5189-x}{x_\tau}\right);$$

$$Re = \frac{v_2 L}{v}, v_2 = vA_0/A_1, A_0 \text{ 为多孔介质横截面面积, } A_1$$

为该界面上所有气孔数与喉道数的总和乘以喉道面积, 其意义为当该截面上没有气孔只存在喉道(虚拟面)时该截面的流通面积。特征长度 L 为喷嘴宽度; v 为在多孔介质外部测得的表观速度。

经计算, 解得该结构多孔介质模型的努塞尔数 \overline{Nu} :

$$\overline{Nu} = 0.0563Re^{0.56} \quad (23)$$

至此, 获得了适用于本文多孔介质结构基于附壁射流的传热方程

3.2 基于附壁效应传热方程与 Fu 方程以及对比

(1) 本文选择学者 Fu 得到的经验关联式作为对比方程^[11], 其形式为

$$Nu = [0.0252 + 1.280/(L/d_a)]Re_{d_a} \quad (24)$$

式(24)中, $1 \leq Re_{d_a} \leq 480$, 特征长度 $d_a = 1/S_A$, S_A 为多孔介质比表面积, 指多孔介质固体骨架总表面积与多孔介质总容积之比, 泡沫陶瓷的比表面积通常是采用经验公式来进行确定的, $S_A = 169.4\text{PPC}$ 。PPC 为单位厘米的孔数, 本次实验所采用的多孔介质 PPC = 1.13。

$$h = Nu\lambda_a/d_a \quad (25)$$

式(25)中, h 为对流换热系数; λ_a 为空气导热系数, 查表知空气导热系数 $\lambda_a = 3.87 \times 10^{-2} \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,

$$Re = \frac{vd_a}{v} \quad (26)$$

式(26)中, 空气运动黏度系数 $v = 32.49 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 计算得, $h = 8.2359 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 。

(2) 基于附壁效应推导的换热方程。依据本文多孔介质结构基于附壁射流的传热方程(22), $\overline{Nu} = 0.05630Re^{0.56}$; 特征长度 $d_a = 1/S_A = 0.0052 \text{ m}$; $h = \overline{Nu}\lambda_a/d_a$ 。

计算得:

$$h = 7.188v^{0.56} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

(3) 根据上述各公式结合本文研究的多孔介质的雷诺数区间,得出不同速度时利用两种方法所获得的换热系数值。对两种数据进行对比分析速度变化对多孔介质换热系数的关系,见表1和图5。

表1 不同流速下对流换热系数对比

Table 1 Comparison of convective heat transfer coefficients at different flow rates

表观流速/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	附壁效应换热系数/ $[\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}]$	Fu 方程对流换热系数/ $[\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}]$	相对误差/%
0.8	6.344	6.589	3.7
1	7.188	8.236	12.7
1.2	7.961	9.883	19.5
1.4	8.678	11.530	24.7
1.6	9.352	13.177	29.0
1.8	9.998	14.825	32.6
2	10.597	16.472	35.6
2.2	11.178	18.119	38.3
2.4	11.736	19.766	40.6

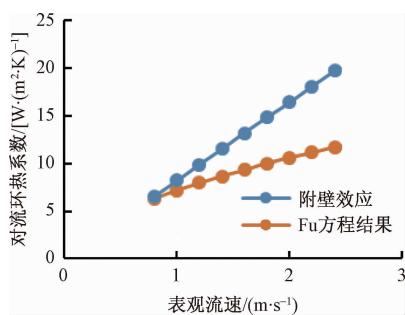


图5 不同流速下对流换热系数对比

Fig. 5 Comparison of convective heat transfer coefficients at different flow rates

依据分析结果,在选取的速度范围内,两种方程所得出的传热系数趋势相同且数值也比较接近,在低流速状态下十分吻合。依据在 Fu 推导传热方程

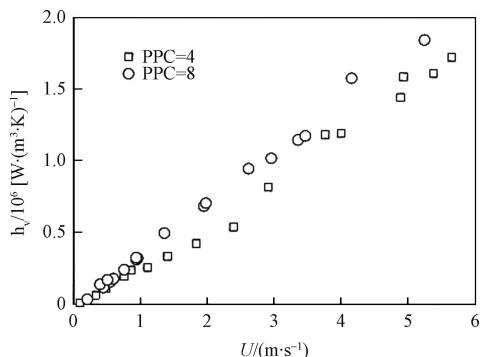


图6 孔径变化对体积对流换热系数的影响

Fig. 6 Influence of pore size variation on volume convective heat transfer coefficient

的过程中,孔径变化对于体积对流换热系数的影响,发现随着平均孔径的增大,体积对流换热系数随流速增加而增加的速率变慢,即斜率变小,如图6所示。但是,Fu 传热方程是基于 $\text{PPC} = 8$ (小孔径) 情况下得出的,本文所得出的传热方程是基于 $\text{PPC} = 1.13$ (大孔径) 的情况下得出的,由于 Fu 没有提及 $\text{PPC} = 1.13$ 情况下的传热方程,因此无法进一步精准地进行比较,但是根据图6可以得知,在图5中基于 Fu 方程所得出的附壁效应斜率略微减少,和本文通过附壁效应所得传热方程在不同流速下的传热系数趋势更为接近。因此,本文所得出的传热方程在应用于碳化硅之类较大孔径,孔径较为均匀,内部结构变化平缓顺滑的泡沫型多孔介质时是适用的。

4 结论

本文依据纽曼与包克附壁射流模型,提出了适合斯特林发动机多孔介质加热器的物理模型,推导了基于附壁效应的多孔介质模型的流动和传热方程,得出 SiC 泡沫陶瓷多孔介质换热系数随流速的变化关系,在一定的流速梯度下,对基于附壁效应所得的多孔介质传热方程与学者 Fu 所提出的经验方程进行对比,得出结论:本文基于纽曼与包克附壁射流模型,建立的简化斯特林机多孔介质加热器流动和传热模型,所得出的传热方程对多孔介质下加热器介质的流动和传热拟合良好,特别是对于类似于碳化硅等大孔径、内部结构均匀且形状变化平滑的泡沫型多孔介质有较好的适用性。

参 考 文 献

- El-Ehwany A A, Hennes G M, Eid E I, et al. Experimental investigation of the performance of an elbow-bend type heat exchanger with a water tube bank used as a heater or cooler in alpha-type stirling machines. Renewable Energy, 2010; 36(2): 488—497
- Hirao N, Komura M. Improvement in specific power of Stirling Engine by using a new heat exchanger. Journal of Japan Institute of Energy, 2009; 88: 1095—1100
- Barra A J, Ellzey J L. Heat recirculation and heat transfer in porous burners. Combustion and Flame, 2004; 137: 230—241
- Li J, Chou S K, Li Z W, et al. Experimental investigation of porous media combustion in a planar micro-combustor. Fuel, 2010; 89: 708—715
- Abdul M M, Abdullah M Z, Abu Bakar M Z, et al. Applications of porous media combustion technology—a review. Applied Energy, 2009; 86(9): 1365—1375
- 张保生. 基于多孔介质燃烧器的煤层气斯特林发动机发电系统. 节能与环保, 2009; (11): 35—36
Zhang Baosheng. Study on coalbed methane stirling engine power generation system based on porous media burner. Energy Conservation and Environmental Protection 2009; (11): 35—36

- 7 马云龙,陈 宁,许丽丽,等.蓄热式低浓度瓦斯发电系统设计与试验研究. 煤炭科学技术,2014;(8):79—82
Ma Yunlong, Chen Ning, Xu Lili, *et al.* Design and experimental study of regenerative low concentration gas power generation system. Coal Science and Technology, 2014;(8): 79—82
- 8 钱吉裕,平丽浩,徐德好,等.冲击角对射流强化换热影响的数值研究. 工程热物理学报, 2007;(增刊2): 65—68
Qian Jiyu, Ping Lihao, Xu Dehao, *et al.* Numerical study on the effect of impact angle on jet heat transfer enhancement. Journal of Engineering Thermophysics, 2007;(S2): 65—68
- 9 平 浚. 射流理论基础及应用. 北京:宇航出版社. 1995.
Ping Jun. The theory and application of jet theory. Beijing: Aerospace Publishing House. 1995.
- 10 Kim D S, Yoon S H, Lee D H, *et al.* Flow and heat transfer measurements of a wall attaching offset jet. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1996; 39(14): 2907—2913
- 11 Fu X, Viskanta R, Gore J P. Prediction of effective thermal conductivity of cellular ceramics. International Communications in Heat and Mass Transfer, 1998; 25(2): 151—160

Heat Transfer Characteristics of Stirling Machine Porous Media Heater Based on Attaching Effect

PAN Deng-yu, LI Qi-fen*, LI Zhuo-neng, JIAO Gui-hai

(College of Energy and Mechanical Engineering, Shanghai University of Electric Power, Shanghai 200090, P. R. China)

[Abstract] Aiming at the “hot spot” phenomenon in the traditional stirling machine heater tube, the porous medium heater of stirling machine was put forward to improve the average heat transfer temperature outside the heating tube. By improving the model of Newman and Baker’s attached jet, the porous medium model of stirling machine heater is proposed. The heat transfer characteristics of the porous media model are compared with the convective heat transfer characteristics under the Fu equation, and the heat transfer coefficient of the heating pipe under different flow rate and aperture is analyzed. It is proved that the porous media model has a good fitting characteristics for large pore size, uniform internal structure and smooth shape of the porous foam medium under the attaching effect.

[Key words] stirling machine porous media heater attaching effect