

# 高温温差发电装置集热器结构数值仿真研究

高怀斌, 刘晓江, 马逾, 张传伟

(西安科技大学 机械工程学院, 陕西 西安 710054)

**摘要:**设计了一种针对高温烟气的圆筒式温差发电装置,在装置中设置分流桶增强烟气侧的换热效果。利用 Ansys Fluent 软件对装置的温度场、速度场及排气压降进行仿真模拟,分析了不同分流桶的桶直径、端盖孔直径和分流孔直径对热电模块冷热端温度分布的影响。仿真结果表明:温差发电系统集热器通道中设置分流桶可以实现高效温差发电,分流桶端盖未开孔时装置的换热效果优于端盖开孔结构;适当减小分流孔直径或增大分流桶直径会提升热电模块的冷热端温差,分流孔直径为 2 mm 时的换热效果最优,分流桶直径过大或过小会使热电模块温度分布及温差的均匀性降低;系统烟气压降会随着分流孔直径的增大或分流桶直径的减小而降低。

**关键词:**热电发电机; 分流桶; 增强换热; 仿真模拟

中图分类号:TM913 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2023.09.009

[引用本文格式]高怀斌, 刘晓江, 马逾, 等. 高温温差发电装置集热器结构数值仿真研究 [J]. 热能动力工程, 2023, 38(9):72-79. GAO Huai-bin, LIU Xiao-jiang, MA Yu, et al. Numerical simulation of heat collector structure for high temperature thermoelectric generator [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(9):72-79.

## Numerical Simulation of Heat Collector Structure for High Temperature Thermoelectric Generator

GAO Huai-bin, LIU Xiao-jiang, MA Yu, ZHANG Chuan-wei

(College of Mechanical Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an, China, Post Code: 710054)

**Abstract:** A cylindrical thermoelectric generator (TEG) was designed for high temperature flue gas, and a shunt bucket was set in the device to enhance the heat transfer effect of the flue gas side. The temperature field, velocity field and exhaust pressure drop of the TEG were simulated by using Ansys Fluent software. The influence of the diameters for different shunt buckets, end cap holes and shunt holes on the temperature distribution at the cold and hot ends of thermoelectric modules (TEM) was analyzed. The result shows that high effective thermoelectric generation can be achieved by setting a shunt bucket in the high-temperature flue gas channel; the heat transfer effect of the device is better than that of the open structure when the end cover of the shunt bucket is not open; the temperature difference between the hot and cold ends of the thermoelectric module can be increased by appropriately increasing the diameter of the shunt bucket or decreasing the diameter of the shunt hole appropriately. The heat exchange effect is the best when the diameter of the shunt hole is 2 mm. The temperature distribution and temperature difference uniformity of the thermoelectric module will be reduced when the diameter of the shunt bucket is larger; the pressure drop of flue gas will be decreased with the increasing diameter of the shunt hole or the decreasing diameter of the shunt bucket.

**Key words:** thermoelectric generator, shunt bucket, enhanced heat transfer, simulation

收稿日期:2022-11-16; 修订日期:2022-12-18

基金项目:国家自然科学基金(52176132);陕西省自然科学基金项目(2018JM5077);陕西省创新人才推进计划(2021TD-27)

Fund-supported Project:National Natural Science Foundation of China (52176132); Natural Science Basic Research Program of Shaanxi (2018-JM5077); Innovative Talents Cultivate Program of Shaanxi (2021TD-27)

作者简介:高怀斌(1982-),男,西安科技大学副教授。

## 引言

余热利用是实现“碳达峰”与“碳中和”的重要举措之一。温差发电机是一种基于塞贝克效应回收废热进行发电的转换设备<sup>[1]</sup>,具有结构简单、运动部件少和维护方便等优点<sup>[2]</sup>,在余热利用领域具有良好的应用前景。

目前,温差发电的研究主要集中在温度低于600 °C的中低温温差发电系统,通过改变集热器内部结构来增强换热已成为主要手段。Stobart 等人<sup>[3]</sup>在方形集热器内设置波纹翅片进行换热仿真,当烟气温度为427 °C时输出的最大功率为78.08 W。Kim 等人<sup>[4]</sup>通过在六边形集热器内加装平行翅片以增强换热,在最大排气流速时功率为98.8 W,效率为2.6%。白婉荣等人<sup>[5]</sup>在八边形集热器中填充金属泡沫进行换热分析,发现金属泡沫换热器的平均温度达到233.3 °C。舒歌群等人<sup>[6]</sup>在六棱柱集热器内安装不同尺寸的六边形壳体导流装置以增强换热,改进后系统的最大输出功率达到651.1 W。

以往的研究多侧重于通过增大集热器内换热面积的方式来实现强化换热。本文设计了一种高温圆筒式温差发电装置,通过在集热器中设置分流桶增强烟气侧的换热。利用 Ansys Fluent 软件对装置的温度场、速度场进行模拟,分析了分流桶不同尺寸下的端盖结构、桶直径和分流孔直径对装置换热性能和排气压降的影响。

## 1 温差发电装置的结构

### 1.1 整体模型的建立

图1为本文所设计的圆筒式温差发电装置的三维模型。其中心结构为八边形集热器,总长为240 mm,烟气入口的直径为80 mm,圆形换热通道的直径为150 mm。集热器每个外表面分别布置4个热电模块,同一列热电模块由烟气入口到出口方向的序号依次为1,2,3 和 4,单个热电模块的尺寸为56 mm × 56 mm × 5 mm。装置最外围部分为32个扇形翅片散热器组件,该系统采用强制风冷的方式对热电模块的冷端进行散热。

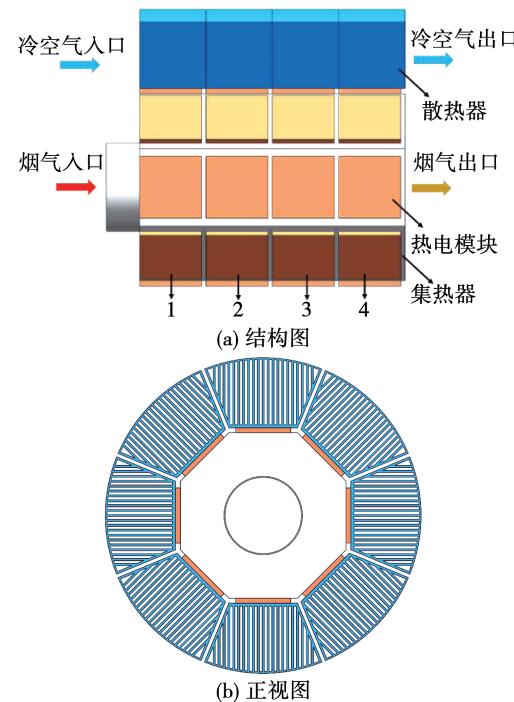


图1 圆筒式温差发电装置三维模型

Fig. 1 3D Model of cylindrical thermoelectric power generator

### 1.2 集热器结构的优化

为增强换热效果,采用在集热器中设置分流桶进行结构优化,如图2所示。分流桶由圆柱壳体和尾部端盖组成。分流桶的尾部端盖采用表面开孔和未开孔两种结构。端盖开孔结构下,在其表面每间隔45°均匀开设8个直径为 $d_1$ 的小孔,单个孔与端盖的圆心距为34 mm。圆柱壳体表面沿轴向开设23排直径为 $d_2$ 的分流孔,单排孔的数量为24,相邻两排孔的间距为10 mm,同一列分流孔由烟气入口到出口方向的序号依次为1~23。

仿真所采用的分流桶总长度均为240 mm,厚度均为1 mm。分流桶的直径 $D$ 分别为120,130,140 mm;端盖孔的直径 $d_1$ 分别为15,18和21 mm;分流孔的直径 $d_2$ 分别为2,3,4 mm。

### 1.3 网格无关性检验

以1~4号模块的热端平均温度为参考进行网格无关性检验。桶直径 $D=120$  mm,分流孔直径 $d_2=2$  mm,端盖未开孔分流桶的网格独立性检验结果如图3所示。从图中可以看出,当网格数量达到280万时,增加网格数量对1~4排模块的热端温度值影响很小,达到网格无关性的要求。

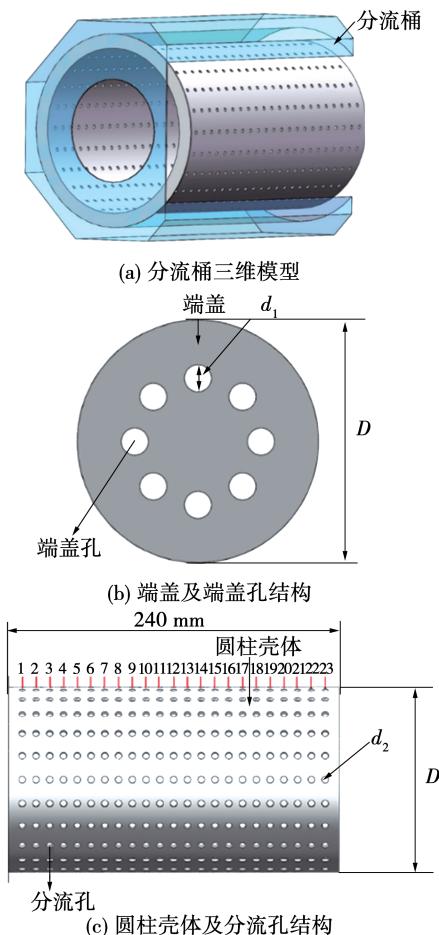


图 2 分流桶结构

Fig. 2 Structures of shunt bucket

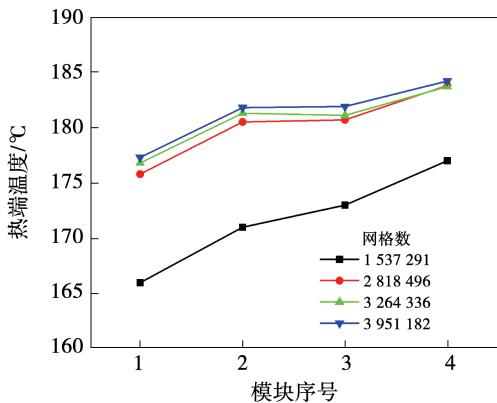


图 3 不同网格数量下的热端温度

Fig. 3 Temperature of hot end under different mesh numbers

## 2 基本控制方程

高温流体设为不可压缩流体且稳态流动。

质量守恒方程:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程:

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial p}{\partial z} \quad (4)$$

能量守恒方程:

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

式中: $\rho$ —流体密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $\mu$ —动力粘度,  $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ;  
 $p$ —流体微元体的压力,  $\text{Pa}$ ;  $u, v, w$ — $x, y, z$  方向上速度的分量,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $c_p$ —流体比定压热容,  $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{°C})$ ;  
 $T$ —温度,  $\text{K}$ ;  $\lambda$ —导热系数,  $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{°C})$ 。

## 3 参数选择及边界条件的设置

采用 TEP1-12656-0.8 型号的热电模块<sup>[7]</sup>进行仿真模拟。温差发电装置集热器的高温烟气入口和散热器的冷却空气入口均设为速度入口。高温烟气的初始流速设置为  $2.0 \text{ m/s}$ , 温度为  $1000 \text{ °C}$ ; 冷却空气的初始速度为  $4.2 \text{ m/s}$ , 温度为  $20 \text{ °C}$ 。出口边界均设置为压力出口, 相对压强均为  $0 \text{ Pa}$ 。在壁面类型中除流固耦合壁面外, 其余壁面设为自然对流换热壁面, 采用 SIMPLE 算法进行仿真计算。

## 4 仿真结果分析

### 4.1 端盖孔直径对换热性能的影响

在分流孔直径  $d_2$  为  $2 \text{ mm}$  的条件下, 分析端盖孔直径  $d_1$  变化对换热性能的影响, 图 4 ~ 图 6 为不同端盖孔直径下热电模块的温度分布。从图中可以看出, 热电模块的冷热端温度沿着烟气流向略有升高, 端盖未开孔 ( $d_1 = 0 \text{ mm}$ ) 的分流桶的热电模块冷热端温度、温差显著大于端盖开孔结构, 且端盖开孔面积越大, 相同位置处热电模块的冷热端温度、温差越小。这是由于端盖开孔会造成部分烟气分流, 导致流经分流孔的高温烟气流量和流速降低, 集热器换热效果变差; 而端盖开孔直径或者面积越大流经端盖孔分流的烟气流量就越大, 集热器换热效果就越差, 冷热端温度及温差随之降低。分流桶直径较小 ( $D = 120, 130 \text{ mm}$ ) 时, 端盖未开孔 ( $d_1 = 0 \text{ mm}$ ) 分

流桶的各热电模块冷热端温差沿着烟气流向几乎保持不变;当分流桶直径较大( $D = 140$  mm)时,端盖

未开孔分流桶的各热电模块冷热端温差沿着烟气流向略有升高。

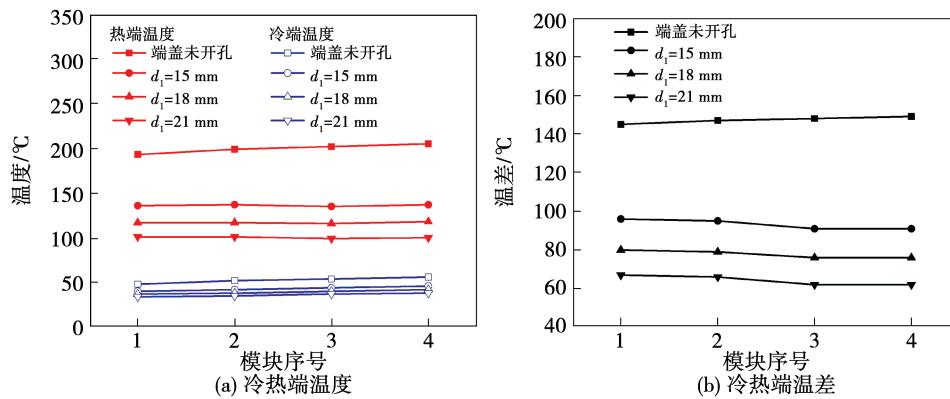


图4 分流桶直径  $D = 120$  mm 时,不同端盖孔直径下热电模块的温度分布

Fig. 4 Temperature distribution of thermoelectric modules under different diameters of end cap hole at shunt bucket diameter of  $D = 120$  mm

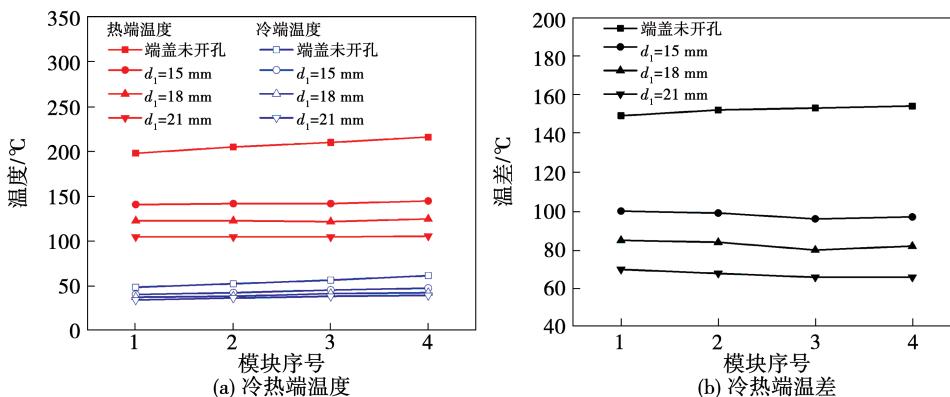


图5 分流桶直径  $D = 130$  mm 时,不同端盖孔直径下热电模块的温度分布

Fig. 5 Temperature distribution of thermoelectric modules under different diameters of end cap hole at shunt bucket diameter of  $D = 130$  mm

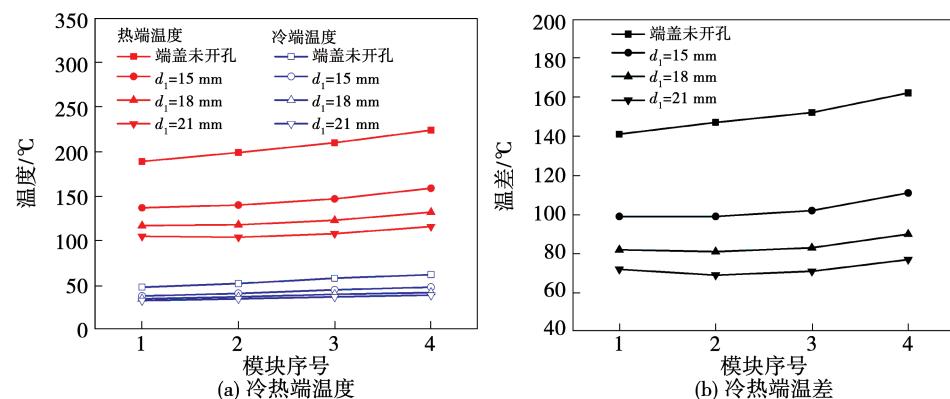


图6 分流桶直径  $D = 140$  mm 时,不同端盖孔直径下热电模块的温度分布

不同端盖孔直径下热电模块的温度分布( $D = 140$  mm)

Fig. 6 Temperature distribution of thermoelectric modules under different diameters of end cap hole at shunt bucket diameter of  $D = 140$  mm

图 7 为分流孔直径  $d_2 = 2 \text{ mm}$  时, 不同端盖孔直径下分流孔出口的烟气流速。从图中可以看出, 由于端盖开孔的分流作用, 端盖未开孔时分流孔处的流速显著大于端盖开孔时的流速, 且端盖开孔直径越大端盖部分的分流作用越明显, 分流孔处的分流效果减弱, 分流孔处的流速随着端盖开孔直径和面积的增大而减小。分流桶端盖开孔时, 分流孔处的流速随着分流桶直径的增大而减小。这是因为分流桶与换热通道内壁的距离随着分流桶直径的增大而减小, 烟气流经分流孔的阻力增大, 分流孔处烟气的流速和流量随之减小。分流桶端盖开孔时, 同一直径分流桶各分流孔的流速变化不大; 而分流桶端盖未开孔时, 各分流孔的流速沿着烟气流向逐渐升高, 且分流桶直径越大, 各分流孔的流速沿着烟气流向越不均匀。

端盖未开孔结构集热器的换热效果优于端盖开孔结构。这是由于端盖开孔时, 高温烟气进入分流桶后更倾向于从端盖孔排出, 分流桶壁面上分流孔的阻力相对较大, 从而造成由四周分流孔喷射的烟气流量减少, 烟气穿过各分流孔的流速大幅降低, 传热系数和换热效率也随之减小。分流桶端盖未开孔时, 烟气进入分流桶后会全部从分流孔喷射而出, 各分流孔出口的烟气流量增大, 烟气穿过分流孔后在集热器内壁面附近处的流速较大, 相对于未开孔的分流桶结构换热增强, 从而导致热电模块冷热端温差大于端盖未开孔结构。

不同分流桶直径及端盖开孔直径时高温烟气压降如图 8 所示。从图中可以看出, 高温烟气的压降随着分流桶直径的增大而增大。这是因为分流桶与换热通道内壁的距离随着分流桶直径的增大而减小, 从而导致分流桶与换热通道之间环形流道内的烟气流速增大, 烟气压降随之增加。端盖未开孔时的烟气压降显著高于开孔时的烟气压降, 这是因为一方面端盖未开孔时流经分流桶壁面分流孔的高温烟气流速增大, 分流孔的流速增大导致烟气流经分流孔的局部阻力增大; 另一方面端盖未开孔时烟气全部从分流孔流出, 汇入分流桶与换热通道之间的环形流道, 从而造成环形流道内的高温烟气流速增大, 导致烟气流经环形换热通道的沿程阻力增大。

在上述二者局部阻力和沿程阻力的共同作用下, 端盖未开孔时的流动阻力显著增加。端盖开孔时, 由于端盖开孔的分流作用, 流经桶壁面分流孔的流量减小, 从而导致流动阻力大幅降低; 且流动阻力随着端盖开孔直径的增大而减小。

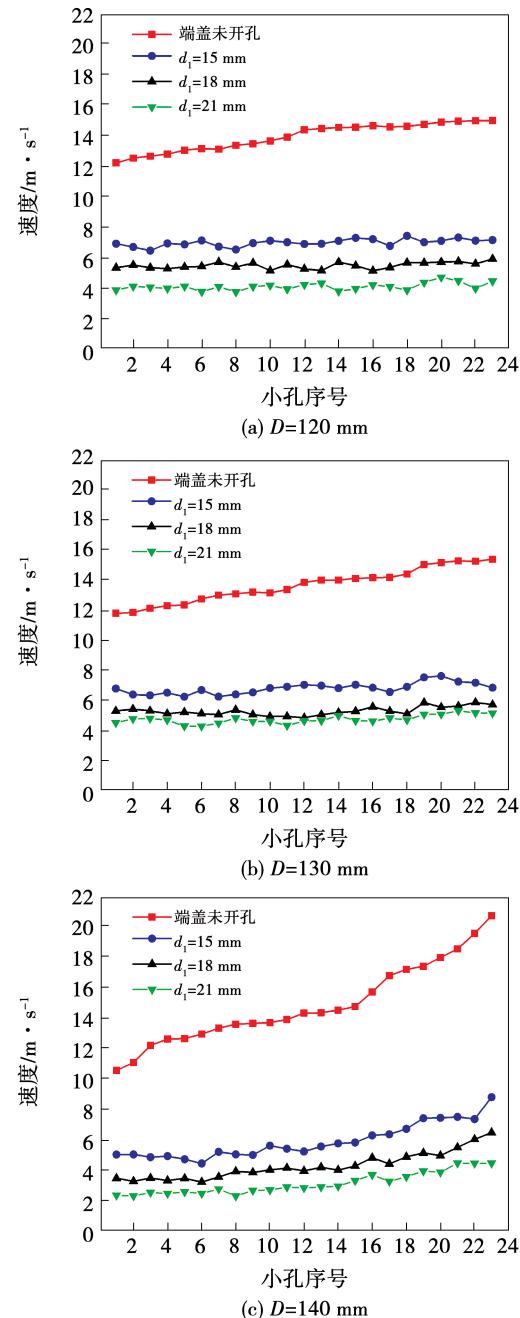


图 7 不同端盖孔直径下分流孔出口的烟气流速

Fig. 7 Flue gas velocity of shunt hole outlet under different diameters of end cap hole

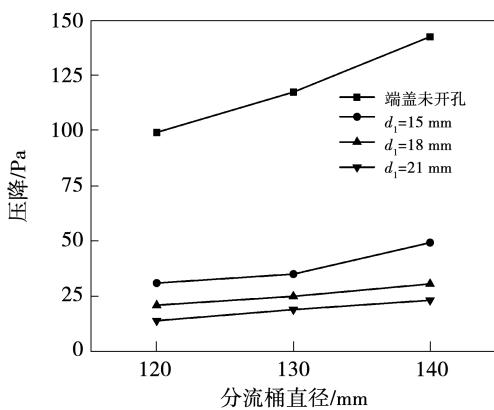
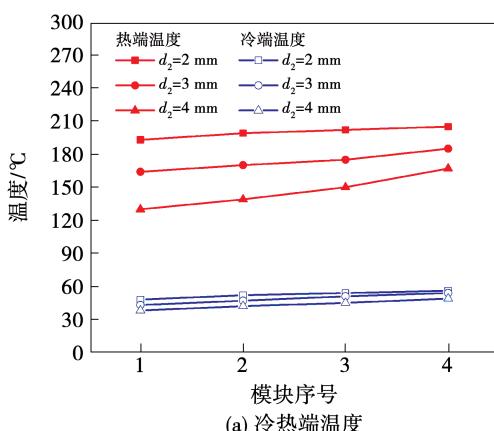
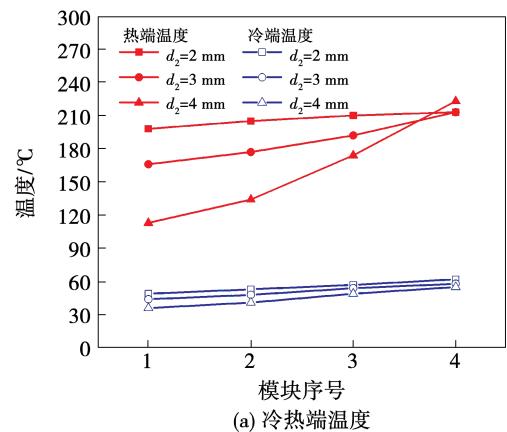


图8 不同端盖孔直径下的排气压降

Fig. 8 Exhaust pressure drop under different diameters of end cap hole

#### 4.2 分流孔直径和分流桶直径对换热性能的影响

图9~图11为端盖未开孔结构下热电模块冷热端平均温度随分流桶直径  $D$  和分流孔直径  $d_2$  变化的关系。

图9 分流桶直径  $D = 120\text{ mm}$  时, 不同分流孔直径下热电模块的温度分布Fig. 9 Temperature distribution of thermoelectric modules under different diameters of shunt hole at shunt bucket diameter of  $D = 120\text{ mm}$ 图10 分流桶直径  $D = 130\text{ mm}$  时, 不同分流孔直径下热电模块的温度分布Fig. 10 Temperature distribution of thermoelectric modules under different diameters of shunt hole at shunt bucket diameter of  $D = 130\text{ mm}$ 

从图中可以看出, 热电模块冷热端温度及温差沿着烟气流动方向均呈上升趋势, 且分流孔和分流桶直径越大上升趋势越明显。分流桶直径较小 ( $D = 120\text{ mm}$ ) 时, 热电模块冷热端温度及温差随着分流孔直径的增大而降低; 分流桶直径较大 ( $D = 130, 140\text{ mm}$ ) 时, 热电模块冷热端温度及温差随着分流孔直径的增大沿着烟气流动方向逐渐增大。各热电模块的冷热端温度及温差分布的均匀性变差, 温差的涨幅由  $4\text{ }^\circ\text{C}$  增大到  $123\text{ }^\circ\text{C}$ , 导致各模块的输出功率和电压差异较大。这是由于分流孔直径相对于分流桶直径而言尺寸较小, 流体在分流孔处的阻力相对较大, 烟气会在惯性力的作用下逐渐向分流桶尾部聚集, 因此尾部分流孔的烟气流速相对较高。当分流桶直径增大时, 由于烟气从分流孔流出汇入分流桶与换热通道之间的环形流道的间距变小, 因

图9 分流桶直径  $D = 120\text{ mm}$  时, 不同分流孔直径下热电模块的温度分布Fig. 9 Temperature distribution of thermoelectric modules under different diameters of shunt hole at shunt bucket diameter of  $D = 120\text{ mm}$

此环形通道内的流速沿着烟气流向逐渐增大, 对应的传热系数也随之升高。当分流孔直径为 2 mm 时, 随着分流桶直径的增大, 前 3 排热电模块的热端温度与温差先增大后减小, 而第 4 排热电模块的热端温度与温差持续升高。桶直径为 120, 130 和 140 mm 时, 4 排热电模块的温差范围分别为 145 ~ 149 °C, 149 ~ 154 °C 和 141 ~ 162 °C。

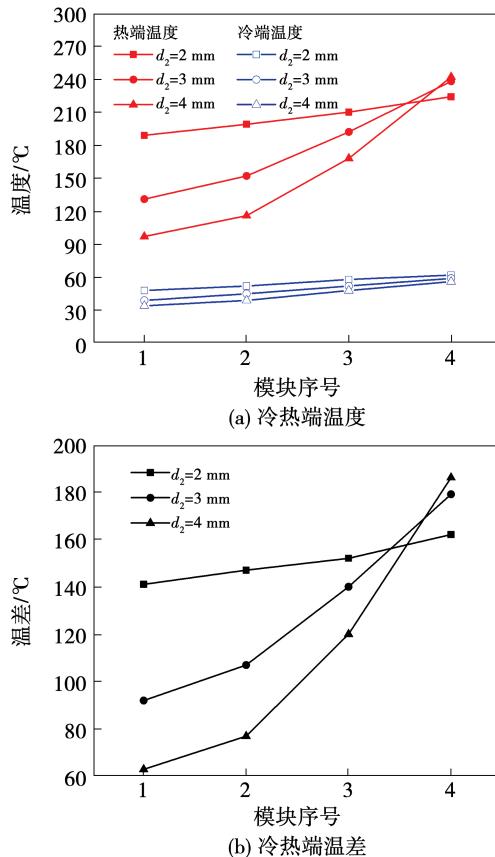


图 11 分流桶直径  $D = 140$  mm 时, 不同分流孔直径下热电模块的温度分布

Fig. 11 Temperature distribution of thermoelectric modules under different diameters of shunt hole at shunt bucket diameter of  $D = 140$  mm

由此可见, 分流孔直径对热电模块冷热端温度分布的影响较大。分流孔直径越小, 热电模块热端温度分布及冷热端温差越均匀, 分流孔直径为 2 mm 时的换热效果最好。增大分流桶直径在一定程度上可以增大热电模块的冷热端温差, 但过大的桶直径会使热电模块温度分布及温差的均匀性降低。

图 12 为图 9 ~ 图 11 中分流桶各分流孔出口的烟气流速。

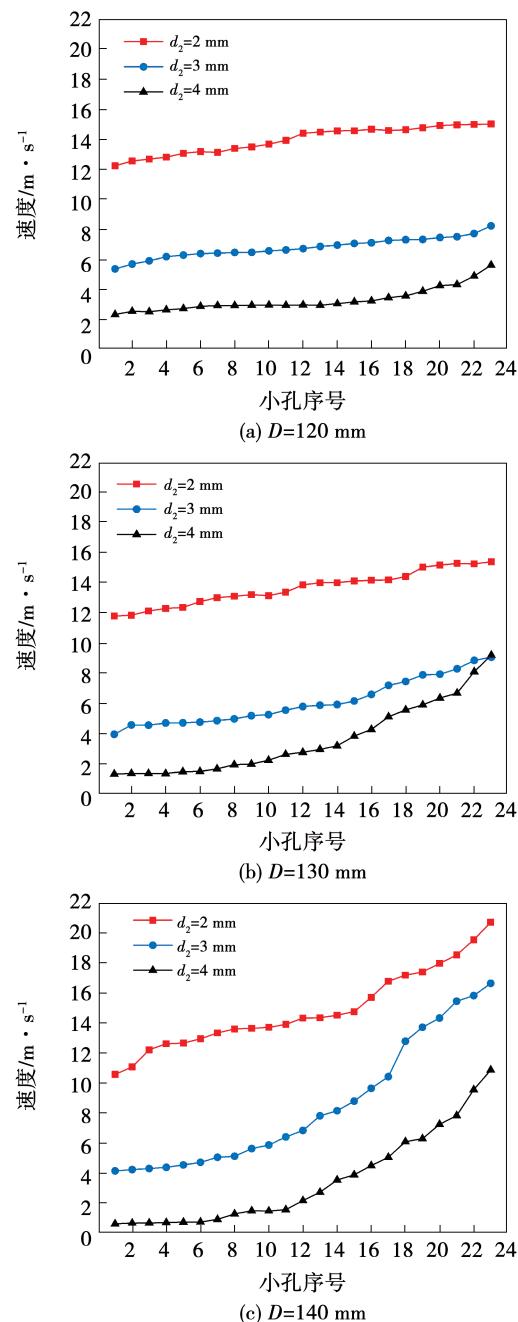


图 12 桶直径及分流孔直径对烟气流速的影响

Fig. 12 Influence of bucket and shunt hole diameters on flue gas velocity

与图 7 类似, 分流孔处的流速随着分流孔直径的增大而减小, 各分流孔的流速沿着烟气流向逐渐升高, 且分流桶直径越大, 各分流孔的流速沿着烟气流向越不均匀。分流桶直径较小 ( $D = 120$  mm) 时, 沿着烟气流向各分流孔的流速相对比较均匀; 而当分流桶直径增大 ( $D = 130$  mm,  $D = 140$  mm) 时, 沿着烟气流向各分流孔流速差异增大。这是因为分

流桶直径较小时分流桶外壁与换热通道内壁的距离较大,前端分流孔受末端分流孔流量的影响较小。而随着分流桶直径增大,分流桶外壁与换热通道内壁的距离减小,前端分流孔受到的流动阻力增大,流量随之减小,造成单列分流孔出口的烟气流速沿流动方向的差值加大,所以集热器内壁面附近传热系数的差异也会加大。分流孔出口的烟气流速随着分流孔直径的增大而减小。这是由于当烟气流量和分流孔数量不变时,根据质量守恒定律可知,烟气的射流距离随着分流孔直径的增大而减小。不同位置热电模块冷热端温度和温差的均匀性受分流桶直径和分流孔直径二者的共同作用,温差发电系统集热器的换热效果随着分流孔直径的减小或者分流桶直径的小幅增大而提高(如图9~图11)。

图13为端盖未开孔时烟气在上述不同分流桶结构下的压降。从图中可以看出,当分流桶直径一定时,烟气压降会随着分流孔直径的增大而降低;当分流孔直径一定时,烟气压降会随着桶直径的增大而升高。烟气压降是分流桶直径和分流孔直径二者共同作用的结果。当分流孔直径为2 mm,分流桶直径为120,130和140 mm时压降值分别为99.3,117.2和142.2 Pa。

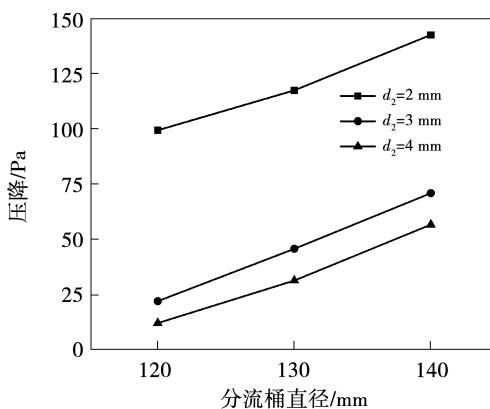


图13 桶直径和分流孔直径对排气压降的影响

Fig. 13 Influence of bucket and shunt hole diameters on exhaust pressure drop

## 5 结 论

(1) 温差发电系统集热器通道中设置分流桶可以实现高效换热。热电模块的冷热端温度沿着烟气流向略有升高,端盖未开孔分流桶的热电模块冷热

端温度、温差显著大于端盖开孔结构,且端盖开孔面积越大,相同位置处热电模块的冷热端温度、温差越小。

(2) 分流孔直径对热电模块冷热端温度分布的影响较大。分流孔直径越小,热电模块热端温度分布及冷热端温差越均匀,分流孔直径为2 mm时的换热效果最好。增大分流桶直径在一定程度上可以增大热电模块的冷热端温差,但过大的桶直径会使热电模块温度分布及温差的均匀性降低。

(3) 当分流桶直径一定时,烟气压降会随着分流孔直径的增大而降低;当分流孔直径一定时,烟气压降会随着桶直径的增大而升高。分流桶端盖开孔时烟气的压降小于端盖未开孔时的压降,且压降随着端盖开孔直径的增大而减小。

## 参 考 文 献:

- [1] SORNEK K, FILIPOWICZ M, ZOŁADEK M, et al. Comparative analysis of selected thermoelectric generators operating with wood-fired stove [J]. Energy, 2019, 166: 1303 – 1313.
- [2] LI G N, YI M B, TULU M B, et al. Miniature self-powering and self-aspirating combustion-powered thermoelectric generator burning gas fuels for combined heat and power supply [J]. Journal of Power Sources, 2021, 506: 230263. 1 – 230263. 11.
- [3] STOBART R, WIJEWARDANE M A, YANG Z. Comprehensive analysis of thermoelectric generation systems for automotive applications [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 112: 1433 – 1444.
- [4] KIM T Y, KWAK J, KIM B. Energy harvesting performance of hexagonal shaped thermoelectric generator for passenger vehicle applications: an experimental approach [J]. Energy Conversion and Management, 2018, 160: 14 – 21.
- [5] BAI W R, YUAN X H, LIU X. Numerical investigation on the performances of automotive thermoelectric generator employing metal foam [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 124: 178 – 184.
- [6] 舒歌群,刘 祎,田 华,等.柴油机余热回收筒式温差发电器的结构优化[J].天津大学学报(自然科学与工程技术版),2016,49(11):1181 – 1186.
- SHU Ge-qun, LIU Yi, TIAN Hua, et al. Structure optimization of cylindrical thermoelectric generating system for diesel exhaust waste heat recovery [J]. Journal of Tianjin University (Science and Technology), 2016, 49(11): 1181 – 1186.
- [7] GAO H B, ZONG S C, ZHANG C W, et al. Experimental investigation of the performance of a thermoelectric generator at various operating conditions [C]//IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. IOP Publishing, 2021, 702(1): 012001.

(姜雪梅 编辑)