DOI:10.13652/j.issn.1003-5788.2021.05.018

竖凹槽内螺旋波纹管的沸腾换热与 PEC 评价

Boiling heat transfer and PEC evaluation of helical bellows in vertical grooves

王金锋[1,2,3,4] 滕文强[1] 谢 晶[1,2,3,4]

WANG Jin-feng[1,2,3,4] *TENG Wen-qiang*[1] *XIE Jing*[1,2,3,4]

朱生林[1] 常婉莹[1]

ZHU Sheng-lin[1] *CHANG Wan-ying*[1]

(1. 上海海洋大学食品学院,上海 201306; 2. 上海冷链装备性能与节能评价专业技术服务平台,上海 201306; 3. 上海水产品加工及贮藏工程技术研究中心,上海 201306; 4. 上海海洋大学食品科学与工程国家级实验教学示范中心,上海 201306)

(1. *School of Food, Shanghai Ocean University, Shanghai* 201306, *China*; 2. *Shanghai Cold Chain Equipment Performance and Energy Saving Evaluation Professional Technical Service Platform, Shanghai* 201306, *China*; 3. *Shanghai Aquatic Product Processing and Storage Engineering Technology Research Center, Shanghai* 201306, *China*; 4. *National Experimental Teaching Demonstration Center of Food Science and Engineering of Shanghai Ocean University, Shanghai* 201306, *China*)

摘要:以套管结构为设计模型,通过外管流动的水对内管 R32 加热使其沸腾,采用 CFD 对不同数量竖凹槽的内螺旋波纹管进行沸腾换热模拟研究。结果表明:与光管相比,内螺旋波纹结构强化了沸腾换热但增大了内管压降,表面换热系数和内管压强分别提高至光管的 147%,221%。随着竖凹槽数量的增加,竖凹槽内螺旋波纹管的表面换热系数和内管压降均先增大后减小,当竖凹槽数量为 16 时均达最大值,分别为光管的 157%,261%。此外,通过比较不同数量竖凹槽内螺旋波纹管的强化沸腾效果与泵功率损耗的关系(PEC),发现竖凹槽数量为 16 时,PEC 最大(1.523),因此,竖凹槽数量为 16 时,竖凹槽内螺旋波纹管性能最优。

关键词:竖凹槽;表面换热系数;压降;PEC

Abstract: In this simulation, R32 in the inner tube is heated by the water flowing from the outer tube to make it boil. CFD is used to simulate the boiling heat transfer of the inner spiral bellows with different numbers of vertical grooves. The results showed that compared with the smooth tube, the inner helix corrugated structure enhances the boiling heat transfer but increases the pressure drop of the inner tube. The surface heat transfer coefficient and the inner tube pressure increase to 147% and 221% of the smooth tube, respectively. With the increase of the number of vertical grooves, the surface heat transfer coefficient and the pressure drop of the inner tube first increase and then decrease. When the number of vertical grooves is 16, they reach the maximum value, which are 157% and 261% of the smooth tube respectively. In addition, by analyzing the relationship between enhanced boiling effect and pump loss of different number of vertical grooves, it was found that PEC obtained the maximum value (1.523) when the number of vertical grooves was 16. Therefore, the performance of spiral bellows in vertical grooves is the best when the number of vertical grooves is 16.

Keywords: vertical groove; surface heat transfer coefficient; pressure drop; performance evaluation criteria

能源产业是中国经济的重要支柱产业,设计高效节能的换热设备是实现能源行业可持续发展的重要举措,而螺纹管是被广泛应用的换热设备。其中,两相流的螺纹管被广泛用于食品速冻、牛奶和果汁灭菌等工艺中,尤其是在冷却、速冻、预热、再热、蒸煮加热和废水加热等处理过程中应用较多[1-3]。

目前,螺纹管的研究主要集中在竖凹槽和横螺旋波纹

基金项目:"十三五"国家重点研发计划项目(编号:2019YFD0901604)

作者简介:王金锋,女,上海海洋大学副教授,博士。

通信作者:谢晶(1968—),女,上海海洋大学教授,博士。E-mail:jxie@shou.edu.cn

收稿日期:2020-12-16

等结构对换热的影响。其中，竖凹槽结构的研究主要是针对制冷剂的沸腾换热特性。王乐乐等[4]研究发现，小管径竖凹槽结构管内干涸现象出现较晚、临界干度较大。戴源德等[5]使用 CFD 对 R290 在长度 500 mm、外径 7 mm 换热管中两相流沸腾进行模拟研究，由于换热管内竖凹槽结构存在，工质在管内剧烈扰动。欧阳新萍等[6]研究表明，当流动处于层流或者层流与湍流的过渡区时，较大的螺旋角有利于换热；当流体处于湍流时，较小的螺距会产生较多的螺纹头数，较多的螺纹头数更有利于换热。

针对横螺旋波纹结构主要是研究不同内螺旋波纹结构管的换热特性。Córcoles 等[7]研究表明，螺旋波纹高度与内管直径之比最大和螺距与内管直径之比最小时，内管压降最大；螺纹高度与内管直径之比中等和螺距最小时，内管的换热效果最好。陈栩等[8]研究表明小齿高大齿顶角的结构有利于液态制冷剂与壁面形成均匀的液膜，促进管内的换热过程，相同管径下，较多的齿数有利于扰动的增强。刘希祥等[9]研究表明，32°旋转角螺纹管最有利于换热并且压降损失最小。Wang 等[10]模拟结果表明内管直径的大小对二次流动的影响很小，表面换热系数和压降均随内管直径的减小而增大。

研究拟通过 CFD 对不同数量竖凹槽结构的内螺旋波纹管沸腾换热特性进行模拟研究，比较竖凹槽内螺旋波纹结构管的表面换热系数和压降变化，并结合 PEC 进行评价，以期为竖凹槽内螺旋波纹管优化设计提供依据。

1　数值模拟

1.1　物理模型及网格划分

竖凹槽内螺旋波纹管结构如图 1 所示，内螺旋波纹管总长度 300 mm，内管内径 5 mm，管壁 0.2 mm，外管内径 8.2 mm，内螺纹高度 0.3 mm，其中竖凹槽高度与内螺纹高度保持一致，竖凹槽数量为 0，4，8，12，14，16，18，20。内管为内螺旋波纹结构，为了更好地对管内的流动沸腾进行捕捉，对内管壁面和外管内壁面进行边界层处理。

1.2　Mixture 模型

两相流模型选择 Mixture 模型，此模型包含连续性方程、动量方程和能量方程。

（1）连续性方程：

$$\frac{\partial(\rho_m)}{\partial t}+\nabla(\rho_m\vec{v}_m)=m\ , \tag{1}$$

$$\vec{v}_m=\frac{\sum_{k=1}^{n}\alpha_k\rho_k\vec{v}_k}{\rho_m}\ , \tag{2}$$

$$\rho_m=\sum_{k=1}^{n}\alpha_k\rho_k\ , \tag{3}$$

式中：

$\vec{v}_m$ ——质量平均速度，m/s；

ρ_m ——混合密度，kg/m³；

α_k ——第 k 相体积分数；

ρ_k ——第 k 相密度，kg/m³；

$\vec{v}_k$ ——第 k 相速度，m/s。

（2）动量方程：

$$\frac{\partial(\rho_m\vec{v}_m)}{\partial t}+\nabla(\rho_m\vec{v}_m\vec{v}_m)=-\nabla q_m+\nabla[\mu_m(\nabla\vec{v}_m+\nabla\vec{v}_m^{T})]-\nabla(\alpha_p\rho_p\vec{v}_{dr,p}\vec{v}_{dr,p})-\rho_m\beta_m g\Delta T\ , \tag{4}$$

式中：

$\vec{v}_{dr,p}$ ——第二相 p 的漂移速度，m/s；

β_m ——体积热膨胀系数。

$$\vec{v}_{dr,p}=\vec{v}_{qp}-\sum_{k=1}^{n}\frac{\alpha_k\rho_k}{\rho_m}\vec{v}_{qk}\ , \tag{5}$$

$$\vec{v}_{qp}=\vec{v}_p-\vec{v}_q\ 。 \tag{6}$$

（3）能量方程：

$$\frac{\partial\left(\sum_{k=1}^{n}\alpha_k\rho_k E_k\right)}{\partial t}+\nabla\sum_{k=1}^{n}[\alpha_k\vec{v}_k(\rho_k E_k+p)]=\nabla(K_{eff}\nabla T)+S_E\ , \tag{7}$$

式中：

K_{eff}——有效热传导率，W/(m·K)；

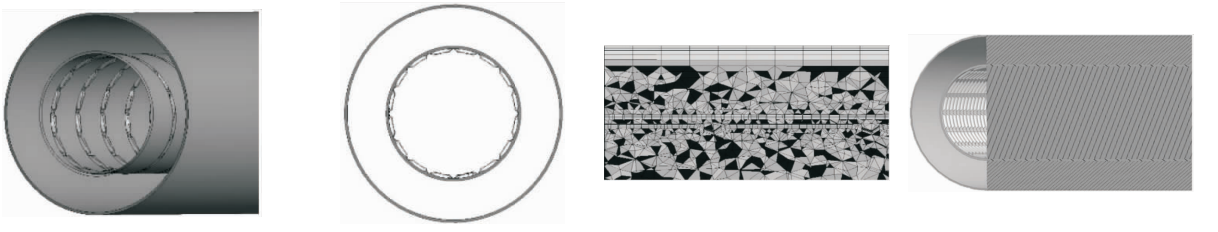
S_E——所有相的能量源项，J。

第二相体积分数方程：

$$\frac{\partial(\alpha_p\rho_p)}{\partial t}+\nabla(\alpha_p\rho_p\vec{v}_m)=-\nabla(\alpha_p\rho_p\vec{v}_{dr,p})\ , \tag{8}$$

相变模型方程：

$$S_{energy}=-ML\ , \tag{9}$$



（a）竖凹槽数量为16时套管侧面图　（b）竖凹槽数量为16时套管主视图　（c）边界层网格划分示意图　（d）套管沿管长方向剖面图

图 1　内螺旋波纹管结构

Figure 1　Inner spiral bellows structure

$$L = (h_q^s - h_p^s) \ , \tag{10}$$

$$h_p^s = h_p^f + \int_{T_{ref,p}}^{T_{sat}} c\ p_p dT \ , \tag{11}$$

$$h_q^s = h_q^f + \int_{T_{ref,q}}^{T_{sat}} c\ p_q dT \ , \tag{12}$$

式中:

M ——传质速率,mol/(m² · s);

L——汽化潜热,J/kg;

h_q^s、h_p^s——第一相 q 和第二相 p 的饱和焓,J/kg;

h_q^f、h_p^f——第一相 q 和第二相 p 的生成焓,J/kg;

T_{ref}——制冷剂物性的参考温度,℃;

T_{sat}——制冷剂的饱和温度,℃。

1.3 湍流模型

湍流模型选择 RNG k—ε 模型,采用标准近壁处理,其包含的方程:

$$\frac{\partial(\rho k\ \mu_i)}{\partial\ x_i} = \frac{\partial\left[\left(\mu + \frac{u_i}{\sigma_k}\right)\frac{\partial h}{\partial x_j}\right]}{\partial x_i} + G_k + G_k - \rho_\varepsilon - Y_M + S_k \ , \tag{13}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon\ \mu_i)}{\partial\ x_i} = \frac{\partial\left[\left(\mu + \frac{u_i}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_i}\right]}{\partial x_i} + C_1\frac{\varepsilon}{K}(G_k + G_{3\varepsilon}\ G_b) - C_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \ , \tag{14}$$

式中:

h——表面换热系数,W/(m² · K);

μ ——湍流黏度,Pa · s;

k——湍流脉动动能,J;

G_k ——层流速度梯度产生的湍流动能,J;

G_b ——浮力产生的湍流动能,J;

ε ——湍流脉动动能耗散率;

Y_M ——湍流扩散产生的波动;

C_1 、C_2 ——常数系数。

1.4 边界条件及算法设置

模型的边界条件和算法设置步骤:

(1) 在两相流 Model 中将 R32 的液相设为第 1 相,R32 的气相设为第 2 相,外管的水设为第 3 相,并且考虑表面应力的影响,激活 Mixture 模型中的“implicit body force”选项,沸腾换热模型选择 Mixture 模型中“Evaporation-Condensation”模型。

(2) 内外管进口均为速度入口,出口均为压力出口,内管为 R32 液相入口,外管为水入口,其中外管进口水的体积分数为 100%,R32 和水的流动为顺流。

(3) 内外管壁材料为铜,内外管为耦合边界。

(4) 采用 SIMPLE 算法,选择 Solve N-Phase Volume Fraction Equations,能量方程、体积方程、湍流动能方程均采用一阶迎风方程。

2 结果与讨论

2.1 数值模拟可行性验证

采用 Liu and Winterton 关联式[11]对数值模拟结果进行验证。沸腾换热分为核态沸腾和膜态沸腾且存在相互作用。根据两种沸腾换热系数的线性加减方式,分别采用膜态沸腾强化因子 E 和核态沸腾弱化因子 S 对其进行修正。

$$h_3 = \left[(Eh_2)^2 + (Sh_1)^2\right]^{0.5} \ , \tag{15}$$

$$h_2 = 0.023R_e^{0.8}P_r^{0.4}\frac{\lambda}{d} \ , \tag{16}$$

$$h_1 = 55P_f^{0.12}\ (-\log P_f)^{-0.55}\ M^{-0.5}\ Q^{0.67} \ , \tag{17}$$

$$E = \left[1 + xP_r\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1\right)\right]^{0.35} \ , \tag{18}$$

$$S = (1 + 0.055\ E^{0.1}\ R_e^{0.16})^{-1} \ , \tag{19}$$

$$R_e = \frac{\rho d\upsilon}{\mu} \ , \tag{20}$$

$$P_r = \frac{C_p\mu}{\lambda} \ , \tag{21}$$

式中:

h_3 ——表面换热系数,W/(m² · K);

λ ——流体的导热系数,W/(m · K);

d ——内管的当量直径,m;

M ——相对分子质量;

Q ——热流密度,W/m²;

ρ ——流体密度,kg/m³;

υ ——流体速度,m/s;

μ ——流体黏度,Pa · s;

C_p ——流体的定压比热容,J/(kg · K)。

模拟值和理论值的比较结果见表 1。由表 1 可知,模拟值与理论值的偏差保持在 6%～10%,因此,采用该数值计算模型是可行的。

2.2 表面换热系数

在进行内螺旋波纹管设计时,提高表面换热系数是主要目的。如图 2 所示,与光管相比,内螺旋波纹管的表面换热系数显著增大(147%);竖凹槽内螺旋波纹管的表面换热系数随竖凹槽数量的增加先增大后减小,当竖凹槽数量为 16 时达最大值(157%);随着竖凹槽数量的进一步增加,表面换热系数逐渐减小,当竖凹槽数量为 20 时,表面换热系数为光管的 154%。

2.2.1 二次流动分析　强化管的换热特性和管内流体流动现象显著相关,内螺旋波纹结构可以强化管内换热,在此基础上,对不同数量竖凹槽内螺旋波纹管内的流动沸腾现象进行研究。如图 3 中椭圆所指示区域,流体在内螺旋波纹结构下方和侧方产生聚集,这种聚集导致径向二次流动的产生[12]。随着二次流动的产生,湍流动能(TKE)[13]显著增加(如图 4 所示),内螺旋波纹结构下方

和侧方 TKE 明显高于其他位置，较高 TKE 表明此处湍流程度较高，强化沸腾换热强化程度较高。

竖凹槽与内螺旋波纹结构相切割，随着竖凹槽数量的增加，内螺旋波纹结构下方和侧方的聚集慢慢增加，径向二次流动逐渐加强，湍流程度得到加强，沸腾换热强化程度越来越高，然而随着竖凹槽数量的进一步增加，聚集慢慢减小，径向二次流动逐渐减弱，湍流程度被减弱。此现象产生的原因是，相邻两竖凹槽间内螺旋波纹结构的弧线长度随竖凹槽数量的增加而逐渐减小（如图 5 所示），径向长度随之减小，所以径向二次流动被弱化，沸腾换热被减弱，因此，表面换热系数先增大后减小[14]。

2.2.2　内管壁面过热度对气泡的影响　内管壁面的过热度影响内管壁面处气泡的生成与脱离，气泡的生成与脱离又决定内管沸腾换热的强弱。内管（单位长度）中的内螺旋波纹结构增大了换热表面积（如图 6 所示），同时在内螺旋波纹结构处的过热度高于光滑壁面，由克劳修

表 1　不同数量竖凹槽内螺旋波纹管模拟值与理论值比较

Table 1　Comparison of analog value and theoretical value of spiral ripple management in different number of vertical grooves

凹槽数量	理论值	模拟值	偏差/%
0	5 056	5 414	7
4	5 093	5 522	8
8	5 128	5 648	8
12	5 170	5 792	8
14	5 206	6 207	9
16	5 238	6 716	10
18	5 260	6 072	7
20	5 287	5 660	6

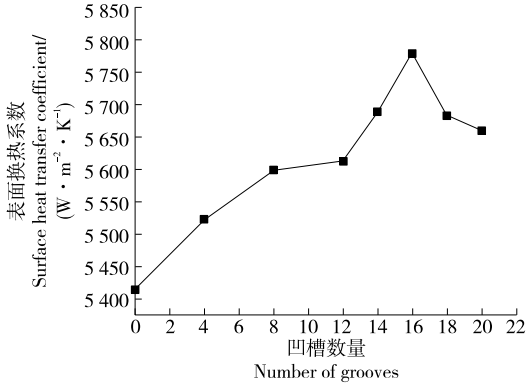
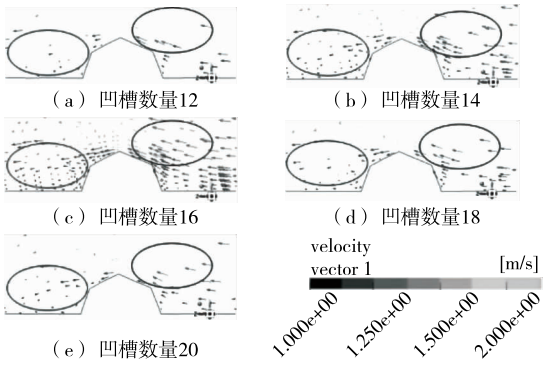


图 2　竖凹槽内螺旋波纹管的表面换热系数

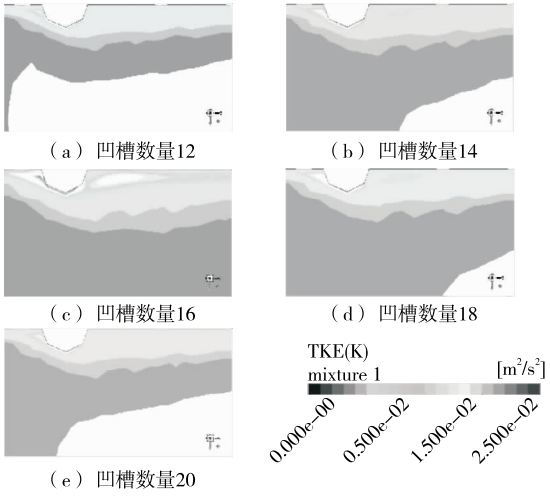
Figure 2　Surface heat transfer coefficient of inner spiral bellows with different number of vertical grooves



（a）凹槽数量12　（b）凹槽数量14　（c）凹槽数量16　（d）凹槽数量18　（e）凹槽数量20

图 3　竖凹槽内螺旋波纹管的速度矢量图

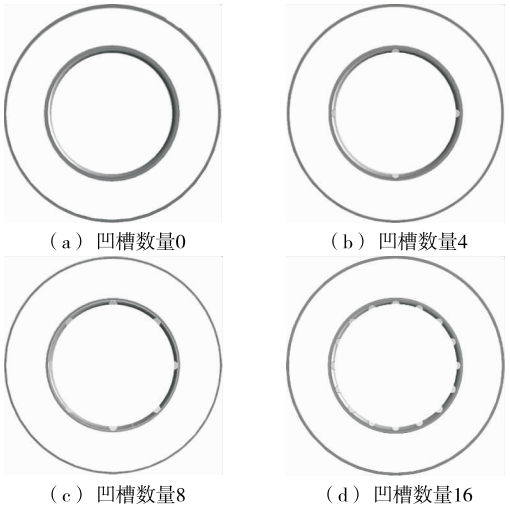
Figure 3　Velocity vector diagram of spiral bellows in different numbers of vertical grooves



（a）凹槽数量12　（b）凹槽数量14　（c）凹槽数量16　（d）凹槽数量18　（e）凹槽数量20

图 4　竖凹槽内螺旋波纹管的 TKE 分布图

Figure 4　TKE distribution of spiral bellows in different numbers of vertical grooves



（a）凹槽数量0　（b）凹槽数量4　（c）凹槽数量8　（d）凹槽数量16

图 5　竖凹槽内螺纹波纹管截面图

Figure 5　Cross section of internal screw bellows with different number of vertical grooves

斯—克拉贝龙方程[15]可知,内螺纹波纹结构处更容易形成汽化核心,而气泡的生成与脱离又强化了管内沸腾换热。

竖凹槽与内螺旋波纹结构相切割,换热表面积随之增加,气泡生成和脱离的表面积也随之增加,沸腾换热得到强化。随着竖凹槽数量的进一步增加,内管表面努塞尔数逐渐减小(如表 2 所示),内管沸腾换热效果反而降低(如图 7 所示),是因为套管结构单位时间内外管进水量相同,热量的传递集中于内螺旋波纹管的内壁面附近,换热表面积的过度增加导致部分内螺纹结构处的温度有所下降(如图 8 所示),其过热度低于气泡脱离壁面所需的过热度,气泡无法脱离壁面从而弱化内壁面处沸腾换热,因此,内螺旋波纹管的表面换热系数先增大后减小[16]。

2.3　压降分析

在进行内螺旋波纹管设计时,较高的内管压降会增加压力损失。由图 9 可知,当竖凹槽数量为 0 时,内螺旋波纹管压降为光管的 221%,内管压降随竖凹槽数量的增加先增大后减小,当竖凹槽数量为 16 时达最大,为光管压降的 261%,竖凹槽数量的进一步增加,内管压降明显下降,当竖凹槽数量 20 时,内管压降为光管的 233%。

由图 3 可知,内螺旋波纹结构增大了内管流体的环流面积,流体在内螺旋波纹管下方的聚集产生了径向二次流动,此外,内螺旋波纹结构侧方有流体聚集(如图 3 中红色椭圆区域),增大了内管压降。

竖凹槽与内螺旋波纹结构相切割,随着竖凹槽数量的增加,内螺旋结构下方的聚集慢慢增强,侧方的聚集逐渐形成漩涡(如图 3 中红色椭圆区域),内管压降得到增强,当竖凹槽数量为 16 时,内螺旋波纹管的内管压降增加最迅速,压力最大(如图 10 所示)。随着竖凹槽数量的进一步增加,相邻竖凹槽间内螺旋波纹结构的弧线长度变短(如图 5 所示),聚集效应慢慢减弱,漩涡逐渐消失,湍流流动被破坏,环形流动被减弱,内管压降逐渐下降[17-19]。

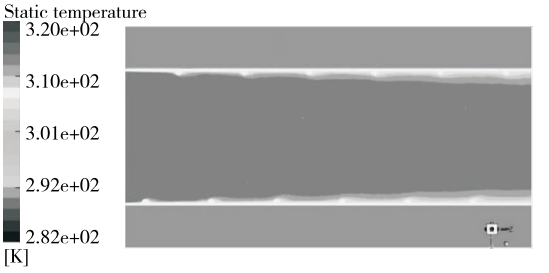


图 6　竖凹槽数量 14 时内螺旋波纹管中温度分布图

Figure 6　Temperature distribution in inner spiral bellows with 14 vertical grooves

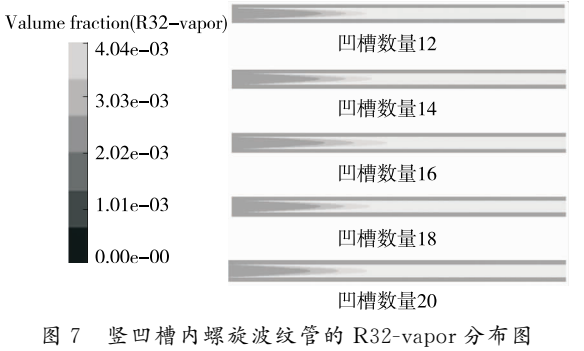


图 7　竖凹槽内螺旋波纹管的 R32-vapor 分布图

Figure 7　R32-vapor distribution of spiral bellows in different numbers of vertical grooves

表 2　竖凹槽内螺旋波纹管的表面努塞尔数

Table 2　Surface Nusselt numbers of spiral bellows in different numbers of vertical grooves

凹槽数量	表面努塞尔数	凹槽数量	表面努塞尔数
0	372	14	391
4	379	16	397
8	384	18	390
12	385	20	389

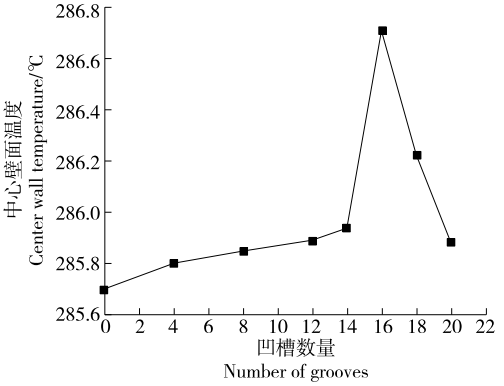


图 8　竖凹槽内螺旋波纹管中心壁面温度

Figure 8　Central wall temperature of inner spiral bellows with different number of vertical grooves

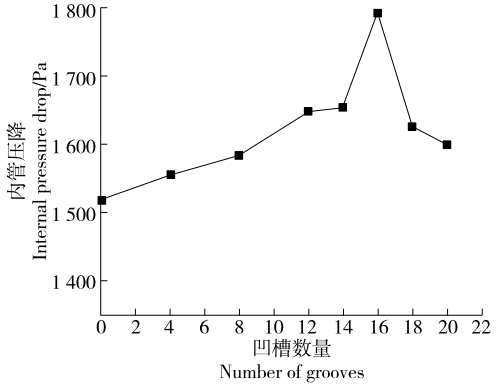


图 9　竖凹槽内螺旋波纹管的内管压降

Figure 9　Pressure drop of inner spiral bellows with different number of vertical grooves

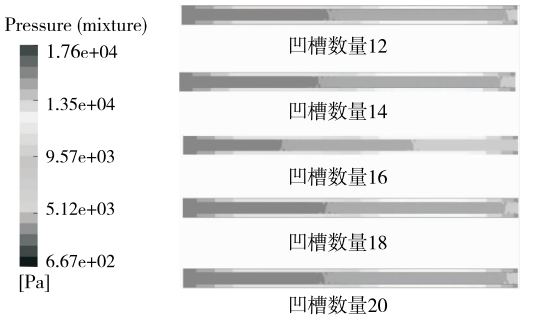


图 10　竖凹槽内螺旋波纹管的内管压降

Figure 10　Pressure drop of inner spiral bellows with different number of vertical grooves

2.4　性能评估

PEC[20]是一种性能评价标准方法，定义为竖凹槽内螺旋波纹管的强化效果与泵功率损耗的比值，其值决定表面换热系数和压降的关系。

$$P_{EC}=\frac{\left(\frac{U_C}{U_S}\right)}{\left[\frac{(\Delta P_C+\Delta P_{AC})}{(\Delta P_S+\Delta P_{AS})}\right]^{1/3}},\tag{22}$$

式中：

P_{EC}——PEC 值；

U_C——带波纹管的双管热交换器的总传热系数，W/(m² · K)；

U_S——具有光滑管的双管热交换器的总传热系数，W/(m² · K)；

ΔP_C——内波纹管中双管热交换器压降，Pa；

ΔP_{AC}——波纹管一侧的波纹管双管换热器压降，Pa；

ΔP_S——内光滑管上的双管热交换器压降，Pa；

ΔP_{AS}——圆环侧带有光滑管的双管热交换器压降，Pa。

表 3 为不同内螺旋波纹结构下的 PEC 数值，所有的竖凹槽内螺旋波纹结构中 PEC 均>1，其中竖凹槽数量为 16 时，PEC 为最大值(1.523)，所以在内管内径 5 mm，外管内径 8.2 mm，管壁 0.2 mm，内螺旋波纹高度 0.3 mm，竖凹槽数量为 16 时，竖凹槽内螺旋波纹管强化换热性能最优。

表 3　不同竖凹槽数量下内螺旋波纹管的 PEC

Table 3　PEC of inner spiral bellows with different number of grooves

凹槽数量	PEC	凹槽数量	PEC
0	1.427	14	1.503
4	1.453	16	1.523
8	1.461	18	1.501
12	1.482	20	1.496

3　结论

以套管结构为设计模型，采用 CFD 对不同竖凹槽数量的内螺旋波纹管进行沸腾换热模拟研究，分析比较内螺旋波纹管的表面换热系数和内管压降，结合 PEC 评价，优化竖凹槽内螺旋波纹管结构。结果表明，内螺旋波纹结构增大了内管的换热表面积和环流面积(单位长度)，且产生径向二次流动；表面换热系数和压降分别提高至光管的 147%，207%；与内螺旋波纹管相比，竖凹槽内螺旋波纹管表面换热系数和压降均随竖凹槽数量的增加先增大后减小，当竖凹槽数量为 16 时达到最大值，分别为内螺旋波纹管的 107%，118%；此外，当竖凹槽数量为 16 时，PEC 最大(1.523)，此时换热管的综合性能最优。在内(外)管内径分别为 5.0，8.2 mm，内(外)管壁厚度为 0.2 mm 和内螺纹高度 0.3 mm 下，竖凹槽数量为 16 的竖凹槽内螺旋波纹管的换热性能最佳，但是不同管径下竖凹槽内螺旋波纹管性能最优化结构以及竖凹槽与竖凹槽内螺旋波纹管的性能关系还有待进一步研究。

参考文献

[1] 余冰妍, 邓力, 程芬, 等. 基于多孔介质热/质传递理论的流体—颗粒食品热处理数值模拟研究进展[J]. 食品与机械, 2019, 35(8): 209-215.

[2] 李路, 张志明, 吴文锦, 等. 鼓泡式鱼类清洗机管路湍流数值模拟与优化[J]. 食品与机械, 2020, 36(1): 110-115, 120.

[3] 岳占凯, 万金庆, 历建国. 数值模拟在食品冻融过程中的应用进展[J]. 食品与发酵工业, 2016, 42(12): 240-248.

[4] 王乐乐, 戴源德, 田思瑶, 等. R290 在小管径水平微肋管内沸腾传热的实验研究[J]. 化工学报, 2020, 71(3): 1 026-1034.

[5] 戴源德, 黄志杰, 李秀梅, 等. R290 在微肋管内的流动沸腾传热模拟[J]. 低温工程, 2019(5): 35-39, 58.

[6] 欧阳新萍, 陈静竹, 李泰宇. 3 种管内强化管沸腾换热性能对比[J]. 化工学报, 2015, 66(6): 2 076-2 081.

[7] CÓRCOLES J I, MOYA-RICO J D, MOLINA A E, et al. Numerical and experimental study of the heat transfer process in a double pipe heat exchanger with inner corrugated tubes[J]. International Journal of Thermal Ences, 2020, 158: 106526.

[8] 陈栩. 内螺纹管齿形参数与管内蒸发强化机理研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2018: 20-24.

[9] 刘希祥, 陈剑佩. 螺旋管强化传热的 CFD 模拟与优化[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2018, 44(3): 296-302.

[10] WANG Wei, ZHANG Ya-ning, LEE K S, et al. Optimal design of a double pipe heat exchanger based on the outward helically corrugated tube[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 135: 706-716.

[11] LIU Z, WINTERTON R H S. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation[J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1991, 34(11): 2 759-2 766.

(下转第 143 页)

表 4　不同级别马铃薯检测融合模型的识别率

Table 4　Modeling data of different level potato detection fusion model　%

识别方法	畸形	黑心	机械损伤	发芽	合格	总体识别率
基于机器视觉模型	93.75	77.27	83.33	95.45	71.43	83.87
基于红外光谱技术模型	75.00	90.91	75.00	95.45	76.19	83.87
基于多源信息融合模型	100.00	95.45	91.67	100.00	90.48	95.70

表 5　评价结果

Table 5　Evaluation results　%

方法	A_{CC}	S_p	S_e
基于多源信息融合模型	95.62	95.38	97.46
基于机器视觉模型	92.85	93.10	94.34
基于红外光谱技术模型	90.76	92.33	91.15

具有更高的分类准确率、特异性以及灵敏度。

3　结论

以马铃薯为例,创建了基于多源信息融合技术的检测方法。结果表明,在准确识别畸形、黑心、机械损伤、发芽和合格 5 类样本果实方面,基于 DS 证据理论、AdaBoost 分类器和支持向量机 3 种模型创建的特征层融合方法的识别率最高。通过多源信息融合技术和单一技术的对比,发现基于多源信息融合技术的模型的识别率最高,说明此项技术在马铃薯整体品质检测方面具有较大的应用潜力。后续应就如何提高大规模马铃薯品质识别效率值进行进一步研究。

参考文献

[1] 赵利平, 吴德刚. 基于小波与模糊相融合的苹果分级算法[J]. 食品与机械, 2020, 36(4): 142-145.

[2] 王立扬, 张瑜, 沈群, 等. 基于改进型 LeNet-5 的苹果自动分级方法[J]. 中国农机化学报, 2020, 41(7): 105-110.

[3] 樊泽泽, 柳倩, 柴洁玮, 等. 基于颜色与果径特征的苹果树果实检测与分级[J]. 计算机工程与科学, 2020, 42(9): 1 599-1 607.

[4] 陈兵旗, 吴召恒, 李红业, 等. 机器视觉技术的农业应用研究进展[J]. 科技导报, 2018, 36(11): 54-62.

[5] 王侨, 陈兵旗, 朱德利, 等. 基于机器视觉的定向播种用玉米种粒精选装置研究[J]. 农业机械学报, 2017, 48(2): 27-37.

[6] 贾洪雷, 王刚, 郭明卓, 等. 基于机器视觉的玉米植株数量获取方法与试验[J]. 农业工程学报, 2015, 31(3): 215-220.

[7] 王红军, 熊俊涛, 黎邹邹, 等. 基于机器视觉图像特征参数的马铃薯质量和形状分级方法[J]. 农业工程学报, 2016, 32(8): 272-277.

[8] 仇裕淇, 黄振楠, 阮昭, 等. 机器视觉技术在农业生产智能化中的应用综述[J]. 机械研究与应用, 2019, 32(2): 202-206.

[9] 贾志鑫, 傅玲琳, 杨信廷, 等. 机器视觉技术在水产食品感官检测方面的应用研究进展[J]. 机械研究与应用, 2019, 32(2): 320-325.

[10] 陈超, 柳琦, 李钒, 等. 红外光谱技术在食品安全检测中的研究与应用[J]. 食品与机械, 2013, 29(5): 219-224.

[11] 黄星奕, 管超, 丁然, 等. 基于嗅觉可视化和近红外光谱融合技术的海鲈鱼新鲜度评价[J]. 农业工程学报, 2015, 31(8): 277-282.

[12] 杨智灵, 李涛, 任保增. 近红外光谱技术在食品安全检测中的最新研究进展[J]. 食品与机械, 2013, 29(5): 237-240.

[13] 张勇, 王督, 李雪, 等. 基于近红外光谱技术的农产品产地溯源研究进展[J]. 食品安全质量检测学报, 2018, 9(23): 6 161-6 166.

[14] 李娟, 梁漱玉. 近红外快速无损检测食用油品质的研究进展[J]. 食品与机械, 2016, 32(11): 225-228.

(上接第 106 页)

[12] 赵宇. 螺旋管内流动与核态沸腾传热数值研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2019: 40-48.

[13] MINOCHA N, JOSHI J B. 3D CFD simulation of turbulent flow distribution and pressure drop in a dividing manifold system using openfoam[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 151: 119420.

[14] 雷雪, 刘闯, 曹凯. 新型内螺纹波节管强化传热数值模拟[J]. 化工科技, 2015, 23(6): 62-66.

[15] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 318-320.

[16] WANG Jian-sheng, MA He, ZHU Qiang, et al. Numerical and experimental investigation of pulsating heat pipes with corrugated configuration[J]. Applied Thermal Engineering Design Processes Equipment Economics, 2016, 102: 158-166.

[17] 陈鑫, 桂超, 李旭阁. 内螺纹管两相流冷凝压降的理论分析[J]. 低温与超导, 2019, 47(8): 96-102.

[18] SADIGHI Dizaji H, JAFARMADAR S, MOBADERSANI F. Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics for new arrangements of corrugated tubes in a double pipe heat exchanger[J]. International Journal of Thermal Ences, 2015, 96: 211-220.

[19] DALKILIC A S, CEBI A, ACIKGOZ O, et al. Prediction of frictional pressure drop of R134a during condensation inside smooth and corrugated tubes[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2017, 88: 183-193.

[20] CHI Wen-lu, HUANG Min-zheng. A numerical investigation of the geometric effects on the performance of plate finned-tube heat exchanger[J]. Energy Conversion & Management, 2011, 52(3): 1 638-1 643.