

引用格式:马文鑫,于洪杰,刘云云,等. 压延胶片与冷却鼓传热过程的数值模拟[J]. 北京化工大学学报(自然科学版),2020,47(3):84-92.

MA WenXin, YU HongJie, LIU YunYun, et al. Numerical simulation of the heat transfer between a rolling rubber-film and cooling-drums[J]. Journal of Beijing University of Chemical Technology (Natural Science), 2020,47(3):84-92.

# 压延胶片与冷却鼓传热过程的数值模拟

马文鑫<sup>1</sup> 于洪杰<sup>1</sup> 刘云云<sup>2</sup> 钱才富<sup>1\*</sup>

(1. 北京化工大学 机电工程学院, 北京 100029; 2. 青岛软控机电工程有限公司, 青岛 266300)

**摘要:** 压延成型胶片在冷却鼓上的冷却对胶片质量起着至关重要的作用。在胶片冷却过程中,需控制冷却鼓数量和冷却水流量实现合理有效的冷却,以保证胶片的质量。应用 Fluent 软件对胶片在冷却鼓上的稳态换热过程进行数值模拟。针对固体动边界传热模拟技术的限制,提出了热-流-固耦合换热下胶片冷却的模拟方法,并对 6 种不同胶片在 10 个冷却鼓上的冷却过程进行了模拟,得到了胶片的温度分布。与实测数据对比发现,模拟结果和实测结果吻合,验证了本文提出的传热模拟方法的合理性,解决了薄膜移动边界传热模拟问题。

**关键词:** 胶片; 冷却鼓; 传热; 数值模拟

**中图分类号:** TQ337+.1 **DOI:** 10.13543/j.bhxbzr.2020.03.011

## 引言

冷却鼓是对压延机压延成型胶片进行降温、冷却定形的组件。混炼胶片从冷喂料挤出机挤出,经过胶片输送机被传送至压延机挤压成型,通过压延成型的胶片脱离压延机的鼓筒后,胶片的温度还很高,所以需经过一组冷却鼓为胶片充分降温冷却,使其定形,消除成型过程中胶片的内应力,然后才能把胶片卷曲成捆。使用冷却鼓对胶片进行冷却的工作原理是向冷却鼓内部通入冷却水,冷却水通过冷却鼓与胶片传热,对胶片进行冷却。

在连续大批量生产中,胶片温度的控制是影响生产效率及产品质量的重要因素。影响胶片温度的参数有很多,包括冷却水流量、胶片厚度、宽度、移动速度、冷却鼓结构、数量、材料种类和表面性能等。近年来很多学者对冷却鼓或类似结构的设计制造及冷却效果进行了研究。杨云等<sup>[1]</sup>介绍了冷却辊加工的技术关键和工艺措施。陈洪冰等<sup>[2]</sup>根据冷却辊的使用工况,对自行研制的材料喷焊层的化学成分、硬度分布、相结构与组织结构进行了分析与测

试。杨宏伟等<sup>[3]</sup>将冷却牵引装置冷却辊由 6 个增加到 10 个,并对压延机后端张力控制装置进行改进,改进后不但解决了产能瓶颈,且张力控制稳定,提升了产品质量。韩亚娜等<sup>[4]</sup>从冷却辊筒的结构、材料性能等方面出发,分析了冷却辊筒的机械加工工艺及加工过程中易出现的问题,并提出解决措施。郭茜等<sup>[5]</sup>采用有限元分析方法对冷却鼓进行了稳态温度场数值模拟,获得了冷却鼓温度场及其热流的分布特点。陈北荣<sup>[6]</sup>通过分析冷却辊的故障,对冷却辊进行了局部改进设计,大大提高了某凹印机冷却辊的工作可靠性。张羽玲等<sup>[7]</sup>利用计算流体力学(computational fluid dynamics, CFD)方法对冷却辊表面、轴向和周向的温度场分布进行仿真分析,研究了喷淋式冷却辊和传统式冷却辊稳定工作状态下的温度分布散点图及云图。

尽管冷却鼓已经广泛应用于胶片冷却,但目前其设计主要还是依据经验,缺乏完善的传热分析和计算方法。由于胶片和冷却鼓接触面不断变化,属于固体移动边界传热问题,目前难以进行有效的数值模拟,为此本文将固体胶片假设为流体胶片,以流体胶片的流动来代替固体胶片递进移动,通过热-流-固耦合换热计算,模拟胶片与冷却鼓之间的换热,并与实测数据进行比较,以验证本文传热模拟方法的合理性。

收稿日期: 2019-09-18

第一作者: 男, 1994 年生, 硕士生

\* 通信联系人

E-mail: qiancf@mail.buct.edu.cn

# 1 胶片-冷却鼓装置及冷却过程分析

## 1.1 胶片-冷却鼓装置及几何模型

本文研究的胶片冷却装置包括冷却架、驱动电机和多个冷却鼓。冷却鼓以上下双层的结构安装在冷却架上,驱动电机通过带轮和皮带带动多个冷却鼓共同旋转,并与胶片移动速度保持一致。胶片与冷却鼓的三维模型如图 1 所示,为保证胶片向前移动,上下层的冷却鼓旋转方向相反,若鼓 1 为左旋,则鼓 2 为右旋,其他鼓的旋向依次类推。

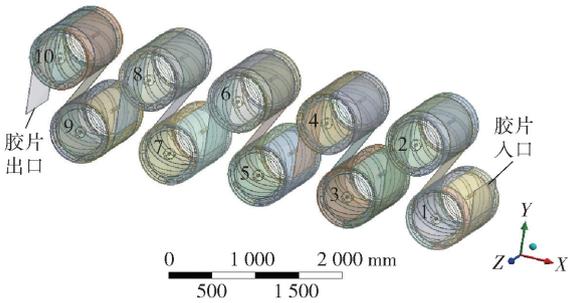


图 1 胶片和冷却鼓的有限元几何模型

Fig. 1 Geometrical model of the rubber-film and cooling-drums

冷却鼓结构包括一个双层钢制筒体及转轴、进水/出水管及进水、出水口,转动机构及冷却鼓端板,其中通道的进水与出水管道在其转轴中,冷却鼓内层上有带有转轴通孔的纵向圆形隔板以支撑其鼓筒体不变形,冷却鼓内部为夹套结构,即由内外鼓构成,内鼓筒是空心的,其上焊接螺旋式夹板,夹板的法向截面形状为矩形,外鼓、内鼓、夹板之间形成冷却水通道。冷却鼓内部结构如图 2 所示,结构参数见表 1。冷却鼓中螺旋流道增加了冷却水在鼓中的流电路径和停留时间,目的是提高冷却效率,节约冷却水。

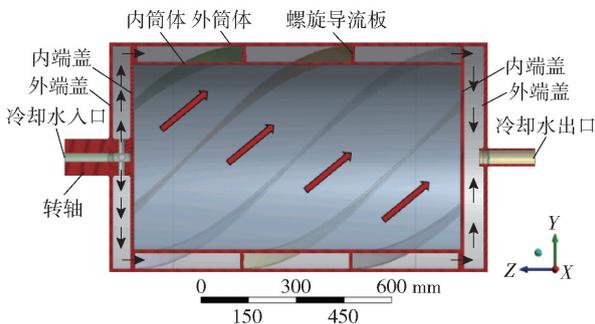


图 2 冷却鼓三维几何模型以及内部冷却水流动示意图

Fig. 2 Three-dimensional geometric model of a cooling-drum and schematic diagram of internal cooling water flow

表 1 冷却鼓结构参数

Table 1 Structural parameters of the cooling-drum

参数	数值
直径/mm	720
鼓长/mm	1 300
壁厚/mm	10
内筒直径/mm	660
内筒长度/mm	1 025
螺旋厚度/mm	10
螺距/mm	2 050
螺旋个数	6

## 1.2 胶片-冷却鼓传热数学模型

在实际运行中,胶片通过冷却鼓与冷却水进行换热,开始时,胶片、冷却鼓和冷却水处于非稳态阶段,温度一直发生改变。当运行一段时间后,胶片、冷却鼓和冷却水三者之间换热达到动态热平衡,即冷却鼓的温度基本不再发生变化,胶片放出的热量等于冷却水吸收的热量,达到稳定状态。本文采用稳态计算,即  $\frac{\partial}{\partial \tau} = 0$ 。求解冷却水在冷却鼓内端流流动与换热时所满足的控制方程如下<sup>[8]</sup>。

1) 连续性方程

$$\text{div}(\mathbf{U}) = 0 \tag{1}$$

2) 动量方程

$$\begin{cases} \text{div}(u\mathbf{U}) = \nu \text{div}(\text{grad } u) - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + S_u \\ \text{div}(v\mathbf{U}) = \nu \text{div}(\text{grad } v) - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} + S_v \\ \text{div}(w\mathbf{U}) = \nu \text{div}(\text{grad } w) - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} + S_w \end{cases} \tag{2}$$

3) 能量方程

$$\text{div}(T\mathbf{U}) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{\rho c_p} \text{grad } T\right) + \frac{S_h + \varphi}{\rho c_p} \tag{3}$$

式中,  $\text{div}(\mathbf{a}) = \frac{\partial a_x}{\partial x} + \frac{\partial a_y}{\partial y} + \frac{\partial a_z}{\partial z}$ ;  $\mathbf{U}$  为流体的速度矢量, m/s;  $u$ 、 $v$  和  $w$  为流体速度矢量  $\mathbf{U}$  在 3 个坐标上的分量, m/s;  $S_u$ 、 $S_v$  和  $S_w$  是动量守恒方程的广义源项;  $\nu$  为流体的运动黏度,  $\text{m}^2/\text{s}$ ;  $\rho$  为流体的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $p$  为压力, Pa;  $T$  为温度, K;  $\lambda$  为导热系数,  $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ;  $c_p$  为比热容  $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ;  $S_h$  为流体的内热源;  $\varphi$  为黏性耗散项。

4) 在冷却鼓上胶片与空气接触表面进行对流换热,采用第三类边界条件,其换热方程<sup>[9]</sup>为

$$-\lambda \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{n=b} = h_1 (T_{n=b} - T_{\text{air},f}) \quad (4)$$

式中,  $T$  为胶片的温度, K;  $n$  为胶片沿厚度方向上的坐标, mm;  $b$  为胶片的厚度, mm;  $h_1$  为胶片与空气的对流换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $T_{n=b}$  为与空气接触的胶片表面温度, K;  $T_{\text{air},f}$  为靠近胶片的空气温度, K。

5) 冷却鼓与空气接触表面进行对流换热, 其换热方程采用牛顿冷却公式<sup>[9]</sup>

$$q_2 = h_2 (T_{\text{out}} - T_{\text{air},c}) \quad (5)$$

式中,  $q_2$  为冷却鼓壁面与空气进行对流的换热量,

$\text{W}/\text{m}^2$ ;  $h_2$  为冷却鼓壁面与空气的对流换热系数,  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $T_{\text{out}}$  为与空气接触的冷却鼓壁面温度, K;  $T_{\text{air},c}$  为靠近冷却鼓壁面的空气温度, K。

### 1.3 胶片冷却过程的技术条件

本文中有两种胶片规格参数, 宽度分别为 680 mm 和 760 mm, 厚度分别为 5.15 mm 和 6.4 mm, 分别对这两种规格的胶片冷却过程进行数值模拟, 共有 6 种工况, 具体参数见表 2, 本文以工况 1 为例进行分析。

表 2 不同工况的胶片冷却技术参数

Table 2 Technical parameters of the rubber-film cooling processes for different working conditions

工况	胶片宽度/ mm	胶片厚度/ mm	生产线速度/ ( $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$ )	胶片入鼓 温度/ $^{\circ}\text{C}$	冷却水流量/ ( $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$ )	冷却水入鼓 温度/ $^{\circ}\text{C}$	环境 温度/ $^{\circ}\text{C}$
1	760	6.40	9	54.5	137.29	15.6	13.7
2	760	6.40	9	53.4	137.29	15.2	15.1
3	760	6.40	9	55.7	137.29	15.0	14.9
4	680	5.15	9	55.4	125.4	14.7	14.7
5	680	5.15	9	52.9	124.5	16.0	14.9
6	680	5.15	9	51.7	124.2	16.3	15.0

## 2 冷却鼓换热过程中的仿真计算

在整个冷却过程中, 胶片的几何形状变化很小, 可忽略因牵引力而引起的胶片在拉伸方向上的形变; 由于摩擦引起的胶片内能的变化相对比较小, 因此忽略冷却鼓表面与胶片之间的摩擦热; 胶片在宽度方向上的温度变化很小, 故取胶片出鼓截面处的面平均温度为胶片出鼓温度。

在冷却过程中, 胶片移动, 冷却鼓转动, 胶片与冷却鼓接触面不断变化, 属于固体递进移动边界传热问题, 目前难以进行有效的数值模拟。为此本文将固体胶片假设为流体胶片, 以流体胶片的流动来代替固体胶片的递进移动, 通过热-流-固耦合换热求解胶片与冷却鼓之间的传热。通过模拟值与实测值对比确定胶片的导热系数。

由于胶片厚度很小, 移动速度较慢, 因此认为流体胶片的流动为层流, 其传热形式只有传导。在工程实际中, 胶片导热系数随胶片材料组分不同而不同。因此, 在模拟中先在胶片导热系数范围内选取流体胶片的导热系数, 根据某一个工况的模拟结果与实测结果对比是否满足误差要求来确定导热系数值, 并假设该值不受胶片厚度和温度的影响, 也即可用于其他 5 种工况。事实上由于胶片很薄, 导热路径很短, 因此导热系数影响

较小。

此外计算中还作了以下假设: 1) 假定流体的传热过程为稳定状态; 2) 流动状态为定常且不可压缩状态; 3) 由于密度差异引起的浮升力和重力忽略不计; 4) 不考虑流体流动时的黏性耗散所产生的热效应。

### 2.1 网格独立性验证

由于整个胶片-冷却鼓模型大、网格数量多, 为减少计算量, 提高计算效率, 采用 1 个冷却鼓及其鼓上胶片来进行网格独立性验证, 结果如图 3 所示, 可以看出网格数量超过 313 万后, 计算结果变化较小。因此, 本文选择单鼓网格数量为 313 万的网格进行计算, 其有限元网格模型如图 4 所示。

### 2.2 转动模型选择

本文采用多参考系模型 (multiple reference frame model, MRF) 进行稳态计算。当胶片、冷却鼓和冷却水三者之间换热达到稳定状态时, 在 MRF 模型中对三者进行稳态温度场分析。

### 2.3 湍流模型选择

管道入口处流速为

$$v_m = \frac{Q}{A} = \frac{137.29 \times 10^{-3} / 60}{10 \times \frac{\pi}{4} \times 0.03^2} = 0.325356 \text{ m/s} \quad (6)$$

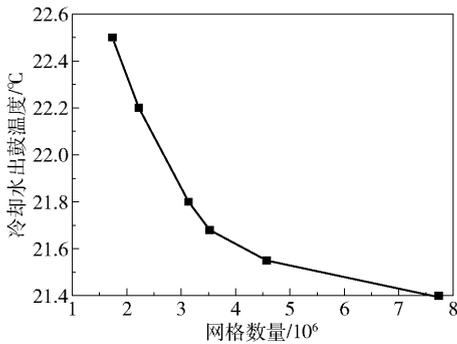


图 3 单个冷却鼓网格独立性验证结果

Fig. 3 Results of grid independence verification for a single cooling-drum

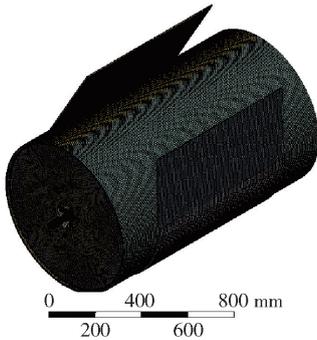


图 4 单个胶片和冷却鼓有限元网格模型

Fig. 4 Finite element mesh model of the single rubber-film and cooling-drum

管道入口处雷诺数为

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} = \frac{998.2 \times 0.325 \times 356 \times 0.03}{0.001003} = 9713.98 \quad (7)$$

螺旋流道内雷诺数为

$$Re = \frac{\rho \omega H^2}{\mu} = \frac{998.2 \times 0.41667 \times 0.0864^2}{0.001003} = 12960 \quad (8)$$

式中,  $\rho$  为冷却水的密度,  $\text{kg}/\text{m}^3$ ;  $v_m$  为入口边界的平均速度,  $\text{m}/\text{s}$ ;  $d$  为入口管道的特征长度,  $\text{m}$ ;  $H$  为螺旋流道的特征长度,  $\text{m}$ ;  $\mu$  为冷却水的动力黏度,  $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ ;  $\omega$  为冷却鼓转动角速度,  $\text{rad}/\text{s}$ 。临界雷诺数随流体区域形状的不同而有所差别, 一般情况下, 根据雷诺数大小, 可以将流动形态作如下划分:

- 1)  $Re < 2000$  为层流区, 流动总是表现为层流;
- 2)  $2000 \leq Re \leq 4000$  为过渡区, 流动既可能是层流, 也可能是湍流, 与外界扰动情况有关;
- 3)  $Re > 4000$  为湍流区, 流动一般呈现为湍流。

综上所述, 冷却水流动模型选择湍流模型。通过查阅相关资料<sup>[10]</sup>, 选用 Realizable  $k-\epsilon$  模型, 该模

型适用于涉及旋转、漩涡及局部过渡流的复杂剪切流动。壁面函数选择 Scalable Wall Function。

## 2.4 材料属性设置

在 Fluent 材料数据库中定义相关材料, 材料属性如表 3 所示。如果使用  $k-\epsilon$  模型或 Spalart-Allmaras 模型来模拟湍流, 则可以在指定的流体区域关闭湍流模拟, “Laminar Zone” 选项会将湍流黏度设置为零, 并禁用流体区域中的湍流产生<sup>[11]</sup>。为了进一步验证并提高计算效率, 本文采用单个冷却鼓计算胶片在不同动力黏度下冷却水和胶片的出鼓温度, 结果如表 4 所示, 从表 4 可以看出动力黏度的改变对此计算结果没有影响。

表 3 胶片和冷却鼓材料属性参数

Table 3 Material property parameters of the rubber-film and cooling-drum

材料	密度/ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ )	比热容/ ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )	导热系数/ ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )	动力黏度/ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$ )
碳钢	8030	502.48	16.27	
冷却水	998.2	4182	0.6	0.001003
胶片	1200	1700	1.5	1000

表 4 胶片动力黏度的取值对计算结果的影响

Table 4 The influence of dynamic viscosity of the rubber-film on calculation results

动力黏度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1})$	冷却水出鼓温度/°C	胶片出鼓温度/°C
0.01	21.03	50.61
0.1	20.98	50.62
1	21.02	50.61
10	20.98	50.60
100	20.98	50.61
1000	21.03	50.61

## 2.5 边界条件设置

1) 冷却水入口采用速度入口边界条件, 其入口速度由冷却水流量与入口管径计算得出。入口温度  $15.6\text{ }^\circ\text{C}$ 。湍流特性使用湍流强度  $I$  与水力直径  $d_{\text{hydro}}$  定义, 其计算公式如下。

$$I = 0.16 \cdot Re^{-\frac{1}{8}} \quad (9)$$

$$d_{\text{hydro}} = \frac{4A_{\text{润湿截面}}}{L_{\text{润湿截面}}} = D_{\text{入}} \quad (10)$$

2) 出口为压力出口边界。

3) 胶片与冷却鼓外表面、内表面和冷却水的交界面为 interface 交界面, 通过耦合求解胶片、冷却鼓和冷却水之间的换热。

4) 胶片与空气接触的外表面及胶片侧面设置为对流换热边界条件。生产过程中, 胶片表面温度

为 54 °C, 空气温度为 14 °C, 则取平均温度为 29 °C, 取此温度下的一系列参数来计算胶片与空气的对流换热系数。查阅资料得到此平均温度下空气的基本物性参数<sup>[12]</sup>: 空气的密度  $\rho_{\text{air}} = 1.128 \text{ kg/m}^3$ , 空气的动力黏度  $\mu_{\text{air}} = 1.91 \times 10^{-5} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$ , 空气的导热系数  $\lambda_{\text{air}} = 2.76 \times 10^{-2} \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 。普朗特数  $Pr = 0.699$ , 胶片速度  $v = 0.15 \text{ m/s}$ , 胶片宽度  $L = 0.76 \text{ m}$ , 故雷诺数

$$Re = \frac{\rho_{\text{air}} v L}{\mu_{\text{air}}} = \frac{1.128 \times 0.15 \times 0.76}{1.91 \times 10^{-5}} = 6732.56 \quad (11)$$

胶片与空气的对流换热系数  $h_1$  公式为<sup>[13]</sup>

$$h_1 = 0.402 \frac{\lambda_{\text{air}} Re^{1/2}}{L} \frac{Pr^{1/3}}{[1 + (0.0336/Pr)^{2/3}]^{1/4}} + 0.45 = 0.402 \times \frac{2.76 \times 10^{-2}}{0.76} \times 6732.56^{1/2} \times \frac{0.699^{1/3}}{[1 + (0.0336/0.699)^{2/3}]^{1/4}} + 0.45 = 1.48 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} \quad (12)$$

5) 冷却鼓上下端面与空气接触的表面及内筒体内侧与空气接触的表面均设置为对流换热边界条件, 由于胶片在冷却过程中主要热量被冷却水带走的同时, 一部分热量被冷却鼓吸收, 使鼓体温度升高。鼓筒表面温度为 35 °C, 空气温度为 14 °C, 则取平均温度 25 °C, 查阅资料得到此平均温度下空气基本物性参数<sup>[12]</sup>: 空气的运动黏度  $\nu_{\text{air}} = 1.65 \times 10^{-5} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$ ; 空气的导热系数  $\lambda_{\text{air}} = 2.71 \times 10^{-2} \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ;  $\alpha$  为体积变化系数, 对于理想气体即等于绝对温度的倒数;  $D$  为冷却鼓外径;  $Nu$  为努塞尔数,  $Gr$  为格拉晓夫数, 普朗特数  $Pr = 0.701$ ,  $C$  取 0.53,  $n$  取 0.25, 冷却鼓与空气的对流换热系数  $h_2$  由以下公式确定<sup>[9]</sup>

$$\begin{cases} Gr = \frac{\alpha \cdot g \cdot \Delta T \cdot D^3}{\nu^2} \\ Nu = C \cdot (Gr \cdot Pr)^n \\ h = \frac{\lambda_{\text{air}} Nu}{D} \end{cases} \quad (13)$$

$$h_2 = \frac{\lambda_{\text{air}}}{D} \cdot C \cdot \left( \frac{\alpha \cdot g \cdot \Delta T \cdot D^3}{\nu^2} \cdot Pr \right)^n =$$

$$\frac{2.71 \times 10^{-2}}{0.72} \times 0.53 \times$$

$$\left( \frac{1}{298} \times 9.81 \times (308 - 287) \times 0.72^3}{(1.65 \times 10^{-5})^2} \times 0.701 \right)^{1/4} =$$

$$3.2 \text{ W/(m}^2\cdot\text{K)} \quad (14)$$

### 2.6 求解控制

选择 SIMPLEC 算法, 此算法适用于大多数常规的不可压缩流动问题, 并且在四边形或者六面体网格上更具有优势。求解过程采用稳态求解, 其空间离散格式均采用二阶迎风格式进行计算。松弛因子及残差控制均保持默认设置。

## 3 结果与讨论

### 3.1 温度场分布

胶片表面温度分布如图 5 所示, 从胶片入鼓至出鼓, 温度分布逐渐降低; 胶片通过鼓 1 的温度分布如图 6 所示, 胶片两端受对流换热的冷却作用, 两端的温度略低于中间温度。另外, 由于冷却水沿冷却鼓轴向流动, 因此胶片靠近冷却水出口侧的温度略高于入口侧的温度。

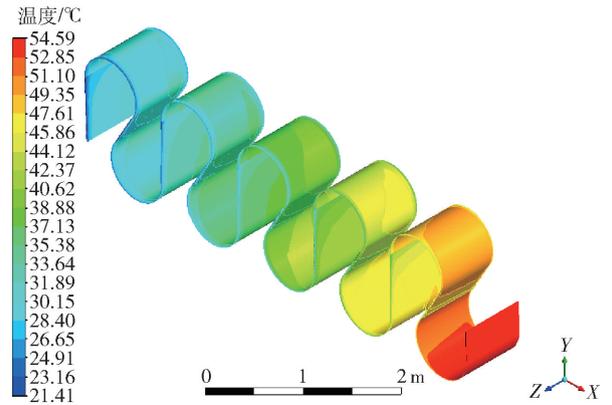


图 5 胶片温度场分布云图

Fig. 5 Temperature distribution of the whole rubber-film

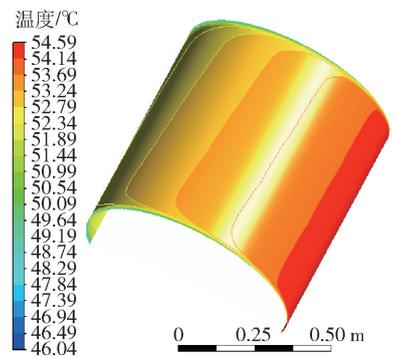


图 6 鼓 1 上胶片温度场分布云图

Fig. 6 Temperature distribution of the rubber-film on drum 1

冷却鼓外表面温度分布如图 7 所示, 鼓 1 至鼓

10 的温度分布梯度逐渐降低。鼓 1 外表面温度分布如图 8 所示,沿冷却鼓轴向,在和胶片接触区域温度高,对于冷却鼓端部温度来说入口端略低于另外出口端。

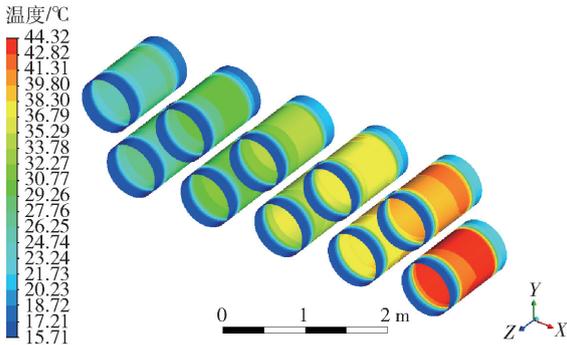


图 7 全部冷却鼓外表面温度场分布云图

Fig.7 Temperature distribution on the outside surface of all cooling-drums

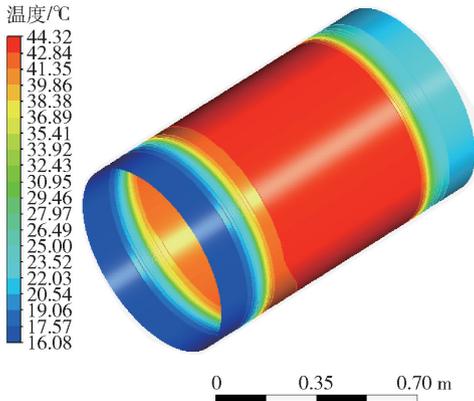


图 8 鼓 1 外表面温度场分布云图

Fig.8 Temperature distribution on the outer surface of drum 1

### 3.2 实验验证

取胶片出鼓截面处的面平均温度记为胶片出鼓温度,冷却水出口截面处的面平均温度记为冷却水的出鼓温度。

表 5 ~ 12 为工况 1 ~ 工况 6 的模拟结果以及模拟结果与实测数据的对比,可以得到如下分析。

1)从鼓 1 至鼓 10 的冷却过程中,胶片出鼓温度、冷却水出鼓温度和冷却鼓平均温度都在逐渐下降,但下降幅度不断减小。这是由于胶片经过每一个鼓后,温度降低,胶片与冷却水之间温差逐渐减小,导致换热速率降低,进而使温度下降幅度减小。

2)冷却水出鼓温度的模拟结果与实测数据对比,相对误差均低于 6%,如图 9 所示。胶片离开

第十个冷却鼓的温度的模拟结果与实测数据对比,相对误差均低于 8%,说明模拟方法是可行的。

3)如图 10 所示,从鼓 1 至鼓 10,冷却水进出鼓温差变小,说明前鼓比后鼓的冷却效率高。

4)胶片与冷却鼓在换热过程中通过各换热面的能量见表 6,胶片放出的能量主要由冷却水吸收,向空气中散发的能量可以忽略不计。由此可见冷却鼓在胶片冷却过程中起着至关重要的作用。

表 5 工况 1 的模拟结果与实测结果对比

Table 5 Comparison of the simulation results with experiment for working condition 1

冷却鼓编号	胶片出鼓温度(模拟值)/°C	冷却水出鼓温度(模拟值)/°C	冷却水进出鼓温差(模拟值)/°C	冷却水出鼓温度(实测值)/°C	相对误差(绝对值)/%
1	50.08	21.26	5.66	22	3.353
2	46.79	20.73	5.13	21.8	4.90
3	43.79	20.26	4.66	20.4	0.689
4	41.09	19.84	4.24	20.5	3.24
5	38.66	19.38	3.78	19.1	1.49
6	36.48	19.00	3.40		
7	34.48	18.69	3.09	18.5	1.01
8	32.70	18.40	2.80	19.2	4.15
9	31.07	18.11	2.51	18.5	2.10
10	29.61	17.88	2.28	18.4	2.84

表 6 工况 1 下胶片冷却体系中的能量传递

Table 6 Energy transfer in the rubber-film cooling system for working condition 1

冷却鼓编号	冷却水吸收能量/W	胶片与空气对流换热量/W	冷却鼓两侧端面放出的热量/W	冷却鼓内筒体表面放出的热量/W
1	5 413.24	61.5	12.14	26.01
2	4 888.4	55.66	11.44	24.43
3	4 417.86	50.75	10.82	23.31
4	3 990.4	46.06	10.26	22.37
5	3 604	42.06	9.67	21
6	3 260.16	38.2	9.16	19.75
7	2 951.8	34.97	8.76	18.89
8	2 670.7	31.84	8.38	18.2
9	2 415.3	29.17	8.00	17.44
10	2 183	26.6	7.69	16.8

表7 工况2的模拟结果与实测结果对比

Table 7 Comparison of the simulation results with experiment for working condition 2

冷却鼓编号	胶片出鼓温度(模拟值)/℃	冷却水出鼓温度(模拟值)/℃	冷却水进出鼓温差(模拟值)/℃	冷却水出鼓温度(实测值)/℃	相对误差(绝对值)/%
1	49.09	20.90	5.70	21.4	2.32
2	45.86	20.32	5.12	21.2	4.14
3	42.93	19.84	4.64	19.9	0.30
4	40.40	19.22	4.02	19.9	3.40
5	38.00	19.00	3.80	18.6	2.17
6	35.85	18.66	3.46		
7	33.88	18.33	3.13	17.9	2.39
8	32.12	18.04	2.84	18.7	3.52
9	30.52	17.78	2.58	18.2	2.30
10	29.08	17.55	2.35	17.9	1.97

表8 工况3的模拟结果与实测结果对比

Table 8 Comparison of the simulation results with experiment for working condition 3

冷却鼓编号	胶片出鼓温度(模拟值)/℃	冷却水出鼓温度(模拟值)/℃	冷却水进出鼓温差(模拟值)/℃	冷却水出鼓温度(实测值)/℃	相对误差(绝对值)/%
1	51.09	21.00	6.00	21.1	0.45
2	47.66	20.45	5.45	20.9	2.15
3	44.54	19.96	4.96	19.5	2.36
4	41.83	19.34	4.34	19.5	0.84
5	39.28	19.07	4.07	18.2	4.81
6	36.99	18.69	3.69		
7	34.89	18.34	3.34	17.6	4.20
8	33.02	18.04	3.04	17.5	3.10
9	31.31	17.74	2.74	17.5	1.38
10	29.78	17.50	2.50	17.6	0.58

表9 工况4的模拟结果与实测结果对比

Table 9 Comparison of the simulation results with experiment for working condition 4

冷却鼓编号	胶片出鼓温度(模拟值)/℃	冷却水出鼓温度(模拟值)/℃	冷却水进出鼓温差(模拟值)/℃	冷却水出鼓温度(实测值)/℃	相对误差(绝对值)/%
1	49.95	20.77	6.07	20.4	1.81
2	45.58	19.98	5.28	20.1	0.62
3	41.76	19.33	4.63	18.7	3.39
4	38.55	18.63	3.93	18.8	0.90
5	35.61	18.28	3.58	17.4	5.06
6	33.07	17.86	3.16		
7	30.81	17.45	2.75	16.9	3.27
8	28.85	17.15	2.45	16.7	2.68
9	27.12	16.83	2.13	16.7	0.75
10	25.72	16.57	1.87	16.7	0.77

表10 工况5的模拟结果与实测结果对比

Table 10 Comparison of the simulation results with experiment for working condition 5

冷却鼓编号	胶片出鼓温度(模拟值)/℃	冷却水出鼓温度(模拟值)/℃	冷却水进出鼓温差(模拟值)/℃	冷却水出鼓温度(实测值)/℃	相对误差(绝对值)/%
1	47.95	21.41	5.41	20.6	3.93
2	43.98	20.72	4.72	20.8	0.40
3	40.52	20.17	4.17	19.4	3.99
4	37.61	19.50	3.50	19.4	0.52
5	34.94	19.17	3.17	18.1	5.91
6	32.63	18.79	2.79		
7	30.58	18.42	2.42	17.4	5.88
8	28.80	18.15	2.15	17.2	5.51
9	27.22	17.86	1.86	17.2	3.81
10	25.86	17.61	1.61	17.3	1.80

表11 工况6的模拟结果与实测结果对比

Table 11 Comparison of the simulation results with experiment for working condition 6

冷却鼓编号	胶片出鼓温度(模拟值)/℃	冷却水出鼓温度(模拟值)/℃	冷却水进出鼓温差(模拟值)/℃	冷却水出鼓温度(实测值)/℃	相对误差(绝对值)/%
1	46.92	21.55	5.25	20.9	3.11
2	43.12	20.87	4.57	21.1	1.11
3	39.79	20.28	3.98	19.8	2.45
4	37.01	19.64	3.34	19.8	0.80
5	34.45	19.36	3.06	18.4	5.22
6	32.23	18.96	2.66		
7	30.27	18.62	2.32	17.8	4.63
8	28.56	18.35	2.05	17.2	6.67
9	27.05	18.07	1.77	17.2	5.03
10	25.74	17.83	1.53	17.7	0.75

表12 6种工况中胶片离开第十个冷却鼓温度的模拟值与实测值对比

Table 12 Comparison of the simulated and experimental values of the temperature of the rubber-film leaving the tenth cooling-drum under the six different working conditions

工况	模拟值/℃	实测值/℃	相对误差(绝对值)/%
1	29.61	29.6	0.03
2	29.08	28.8	0.97
3	29.78	28.6	4.13
4	25.72	27.3	5.79
5	25.86	28.1	7.97
6	25.74	26.4	2.50

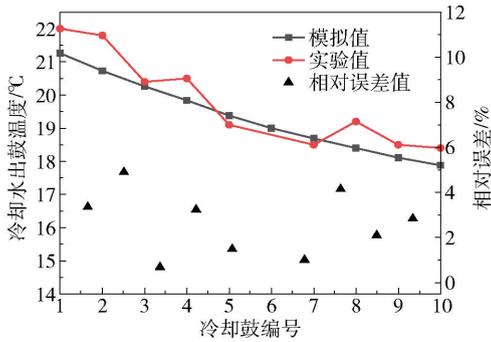


图9 工况1中冷却水出鼓温度的模拟值与实测值及相对误差

Fig. 9 Simulated and experimental temperatures of the cooling water leaving the drums and relative error for working condition 1

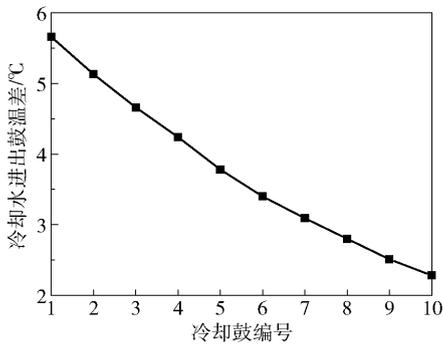


图10 工况1中胶片冷却水进出鼓温差

Fig. 10 Temperature difference of cooling water entering and leaving the drums for working condition 1

## 4 结论

(1) 本文将固体胶片假设为流体胶片, 以流体胶片的流动来代替固体胶片的递进移动, 应用Fluent软件建立了胶片-冷却鼓三维耦合换热模型, 对胶片在冷却鼓上的冷却过程进行热-流-固耦合仿真分析, 得到胶片及各冷却鼓的温度分布规律, 结果表明胶片区域整体换热均匀, 不会出现局部与整体的换热速率差距较大的情况。

(2) 对6组不同的实际胶片冷却过程进行了仿真模拟, 并将各冷却鼓出水温度以及胶片的出鼓温度分别与实测温度进行对比, 得到冷却水出鼓温度相对误差均低于6%, 胶片出鼓温度的相对误差均低于8%, 说明针对与胶片冷却相类似的耦合强度较弱且相对移动稳定的工程问题, 本文提出的流动传热模拟方法可以用于工程计算, 并有望解决类似的固体递进移动边界传热模拟难题。

## 参考文献:

- [1] 杨云, 董春光. 水冷却辊的加工[J]. 江苏冶金, 2004, 32(3): 40-41.  
YANG Y, DONG C G. Water cooling roller processing [J]. Jiangsu Metallurgy, 2004, 32(3): 40-41. (in Chinese)
- [2] 陈洪冰, 眭向荣, 孟晓霞, 等. 层流冷却辊喷焊制造技术[J]. 江苏冶金, 2008, 36(3): 50-53.  
CHEN H B, SUI X R, MENG X X, et al. Spraywelding manufacturing technology of laminar cooling roller [J]. Jiangsu Metallurgy, 2008, 36(3): 50-53. (in Chinese)
- [3] 杨宏伟, 孙凯, 田永林. 全钢压延生产线冷却辊及张力控制装置的改进[J]. 橡塑技术与装备, 2009, 35(3): 35-38.  
YANG H W, SUN K, TIAN Y L. Improvement of cooling roller and tension control device in whole steel rolling production line [J]. China Rubber/Plastics Technology and Equipment, 2009, 35(3): 35-38. (in Chinese)
- [4] 韩亚娜, 范勋铭, 曲荣旭, 等. 大型绿色低碳一次法混炼生产线冷却辊筒机械加工工艺设计[J]. 橡塑技术与装备(橡胶版), 2015, 41(1): 54-60.  
HAN Y N, FAN X M, QU R X, et al. Process design of cooling roller machining for large green single stage mixed production line at low temperature [J]. China Rubber/Plastics Technology and Equipment (Rubber edition), 2015, 41(1): 54-60. (in Chinese)
- [5] 郭茜, 严密. 平板压铸工艺中冷却辊的温度场数值模拟[J]. 稀有金属材料与工程, 2015, 44(8): 2048-2052.  
GUO X, YAN M. Thermal analysis for cooling rolls in planar-flow melt spinning [J]. Rare Metal Materials and Engineering, 2015, 44(8): 2048-2052. (in Chinese)
- [6] 陈北荣. 凹印机冷却辊的故障分析与局部改造设计[J]. 常州工学院学报, 2016, 29(1): 31-33.  
CHEN B R. Fault analysis and partial innovation design of the cooling roll of gravure press [J]. Journal of Changzhou Institute of Technology, 2016, 29(1): 31-33. (in Chinese)
- [7] 张羽玲, 陈允春, 邵明月, 等. 基于MRF模型的冷却辊冷却性能的CFD分析[J]. 包装工程, 2017, 38(7): 11-14.  
ZHANG Y L, CHEN Y C, SHAO M Y, et al. CFD analysis of cooling performance of cooling roller based on MRF model [J]. Packaging Engineering, 2017, 38(7): 11-14. (in Chinese)
- [8] 唐家鹏. ANSYS FLUENT 16.0 超级学习手册[M]. 北

- 京: 人民邮电出版社, 2016.
- TANG J P. ANSYS FLUENT 16.0 super learning manual [M]. Beijing: Posts & Telecom Press, 2016. (in Chinese)
- [9] 傅秦生. 热工基础与应用[M]. 3 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2016.
- FU Q S. Fundamentals and applications of thermal engineering [M]. 3rd ed. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2016. (in Chinese)
- [10] 胡坤, 顾中浩, 马海峰. ANSYS CFD 疑难问题实例详解[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2017.
- HU K, GU Z H, MA H F. Detailed examples of ANSYS CFD problems [M]. Beijing: Posts & Telecom Press, 2017. (in Chinese)
- [11] 段中喆. ANSYS FLUENT 流体分析与工程实例[M]. 北京: 电子工业出版社, 2015.
- DUAN Z Z. ANSYS FLUENT fluid analysis and engineering examples [M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2015. (in Chinese)
- [12] 任泽霏, 蔡睿贤. 热工手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002.
- REN Z P, CAI R X. Thermal engineering manual [M]. Beijing: China Machine Industry Press, 2002. (in Chinese)
- [13] CHURCHILL S W, OZOE H. Correlation for laminar forced convection with uniform heating in flow over a plate and in developing and fully developed flow in a tube [J]. Journal of Heat Transfer, 1973, 95(1): 78-84.

## Numerical simulation of the heat transfer between a rolling rubber-film and cooling-drums

MA WenXin<sup>1</sup> YU HongJie<sup>1</sup> LIU YunYun<sup>2</sup> QIAN CaiFu<sup>1\*</sup>

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Beijing University of Chemical Technology, Beijing 100029;

2. Qingdao Soft Control Mechanical and Electrical Engineering Co., Ltd., Qingdao 266300, China)

**Abstract:** Cooling of a rolling rubber-film on cooling-drums plays a vital role in determining the quality of the rubber-film. In the cooling process, the number of the cooling-drums and the amount of the cooling water need to be controlled in order to achieve effective cooling and good quality rubber-films. In this paper, the software Fluent is used to simulate the stable heat transfer process of a rubber-film on cooling-drums. In order to solve the problem of simulating the heat transfer for a solid film moving on rotating drums, a method which we call rubber-film cooling simulation under heat-fluid-solid coupled heat transfer is proposed. Using this method, the cooling processes of six rubber-films on ten cooling-drums were simulated and the temperature distributions in the rubber-films were obtained. The simulation results well agree with experiment, confirming the validity of the method proposed, and thus the problem of heat transfer from moving solid films to rotating drums has been solved.

**Key words:** rubber-film; cooling-drum; heat transfer; numerical simulation