

翅片式气-水散热器动态特性仿真研究

姬锋军¹, 宋举星¹, 李良洁², 展茂胜², 韩吉田^{2*}

1. 山东电力工程咨询院有限公司, 山东 济南 250013;

2. 山东大学 能源与动力工程学院, 山东 济南 250061

摘要:将传热过程分为水侧和空气侧传热 2 部分, 基于 MATLAB/Simulink 软件建立散热器的动态特性仿真模型, 研究翅片式气-水散热器入口水温、流量、入口空气温度等参数变化对其动态性能的影响。研究表明: 散热器的换热量随入口水温、入口热水流量和入口空气温度的降低而降低; 散热器热水和空气出口温度随入口热水质量流量的降低而下降。该研究为翅片式气-水散热器的动态特性研究与运行分析提供了一种简单实用的仿真工具。

关键词:翅片式换热器; 动态仿真; 换热性能; MATLAB/Simulink 仿真

中图分类号:TK424.212

文献标志码:A

文章编号:1673-6397(2022)04-0001-06

引用格式:姬锋军, 宋举星, 李良洁, 等. 翅片式气-水散热器动态特性仿真研究[J]. 内燃机与动力装置, 2022, 39(4): 1-6.

Ji Fengjun, SONG Juxing, LI Liangjie, et al. Simulation study on dynamic characteristics of finned air-water radiator[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2022, 39(4): 1-6.

0 引言

翅片式散热器通过在普通基管上加装翅片强化气侧换热, 是一种广泛应用的热交换器^[1]。为了提高翅片式散热器的换热效率与运行性能, 对翅片式散热器换热特性的研究十分重要。刘建等^[2]通过引入图论和流量自适应调整方法, 提出了一套适用于翅片管换热器流路设计的稳态仿真模型, 利用该模型对逆流、混流和顺流等 6 种典型结构散热器的性能进行了研究; 何明勋等^[3]对翅片管式散热器进行了试验研究, 得到了该换热器的性能曲线, 并对散热器内部流场和温度场进行了三维数值模拟研究; 张行周等^[4]提出了基于散热器微元结构的传热模型, 将散热器的传热过程分为水侧传热、翅片管传热和空气侧传热 3 部分, 建立了相应的散热器传热与阻力特性的数学模型, 通过数值模拟方法得到了该散热器的传热与阻力特性; Lee 等^[5]提出了一种可准确快速预测全尺寸百叶翅片式汽车散热器性能的多尺度半微观方法, 为该类散热器的有效设计与分析提供了新工具; 黄晓明等^[6]分析了翅片式热管散热器的自然对流换热特性, 通过将优化目标分解为传热系数和肋面效率两个分目标, 对翅片的几何参数进行了优化, 并结合聚类分析方法提出了翅片的优化策略; 周振凯等^[7]利用遗传算法对散热器翅片进行了优化设计研究; 金开等^[8]建立了基于 AMESim 平台的发动机冷却系统仿真模型, 研究了散热器内外翅片间距和高度等参数对散热性能的影响, 为翅片式散热器的选型设计提供了参考; Tran 等^[9]对混合翅片式微通道扁平管散热器空气侧的换热性能进行了最优化研究, 为翅片式扁平管散热器的优化设计与分析提供了依据; 郑明

收稿日期: 2021-05-29

基金项目: 国家自然科学基金重大国际(地区)合作项目(41761144067)

第一作者简介: 姬锋军(1980—), 男, 陕西渭南人, 工学硕士, 高级工程师, 主要研究方向为火力发电厂汽水系统设计, E-mail: jifengjun@sdepci.com。

* 通信作者简介: 韩吉田(1961—), 男, 山东莱阳人, 工学博士, 教授, 主要研究方向为综合(智慧)能源系统、氢能与燃料电池、多相流与传热、热电制冷, E-mail: jthanh@sdu.edu.cn。

强^[10]采用非支配排序的多目标优化遗传算法研究了翅片厚度对散热器散热性能的影响,提出了散热器翅片的优化策略。张俊等^[11]采用分排参数法建立了空气换热器的数学模型,在试验验证该模型正确的基础上,利用 Simulink 软件对空气散热器性能进行了仿真研究。Tso 等^[12]提出了预测结霜条件下翅片管散热器性能的分布参数模型,模拟和试验结果表明该分布参数模型可以满足预测结霜条件下翅片管换热器性能的要求。

综上所述,目前关于翅片式散热器的研究大部分采用稳态传热模型,只能得到其稳态传热特性,不能反映运行参数变化过程中的动态变化特性。为了研究翅片式散热器的动态特性,本文中以翅片式气-水散热器为例,将其传热过程分为水侧和空气侧传热 2 部分,基于 MATLAB/Simulink 建立动态传热模型,对动态传热特性进行模拟研究,为翅片式散热器的设计与运行特性分析提供参考。

1 数学模型

为便于建立翅片式气-水散热器的动态模型,作如下 3 条假设^[11]:1)管内水的温度只沿管长变化,沿半径方向的温度分布是均匀的;2)忽略空气在流动方向上的阻力变化,认为各管间空气流动均匀一致;3)散热器的放热量完全传递给空气,不考虑热损失。

翅片式气-水散热器的热力模型如图 1 所示,其中 q_m 、 E 、 t 和 Q 分别表示传热介质(空气和水)的质量流量、能量、温度和换热量。

根据能量守恒原理,在忽略动能和势能的前提下,散热器空气侧的能量平衡方程为:

$$\Delta(E_a) = E_{a,in} + Q - E_{a,out}, \quad (1)$$

式中: $\Delta(E_a)$ 为经过散热器的空气能量变化, kW; $E_{a,in}$ 为散热器的进口空气能量, kW; $E_{a,out}$ 为出口空气能量, kW; Q 为散热器的换热量, kW。

$E_{a,in}$ 、 $E_{a,out}$ 和 $\Delta(E_a)$ 的计算公式为:

$$E_{a,in} = q_{m,a,in} H_{a,in} = q_{m,a,in} C_{p,a} (t_{a,in} - t_{stand}), \quad (2)$$

$$E_{a,out} = q_{m,a,out} H_{a,out} = q_{m,a,out} C_{p,a} (t_{a,out} - t_{stand}), \quad (3)$$

$$\Delta(E_a) = \rho_a v_a C_{p,a} \frac{dT_a}{dt} = \rho_a v_a C_{p,a} \frac{d((t_{a,in} + t_{a,out})/2)}{dt}, \quad (4)$$

式中: $q_{m,a,in}$ 、 $q_{m,a,out}$ 分别为散热器进、出口空气质量流量, kg/s; $H_{a,in}$ 、 $H_{a,out}$ 分别为散热器进、出口空气的焓, kJ/kg; $t_{a,in}$ 、 $t_{a,out}$ 、 t_{stand} 分别为散热器进口、出口、参考点的空气温度, °C; $C_{p,a}$ 为空气定压比热容, kJ/(kg·°C); ρ_a 为空气密度, kg/m³; v_a 为空气进口流速, m/s; t 为时间, s。

采用效能(ε)-传热单元数(number of heat transfer unit, NTU)法计算散热器的换热量

$$Q = \varepsilon (q_{m,min} C_p) t_{min}, \quad (5)$$

式中: ε 为散热器的效能,即散热器实际交换能量与最大可能交换能量之比; $q_{m,min}$ 为小热容量流体的质量流量, kg/s; C_p 为流体比热容, kJ/(kg·°C); t_{min} 为水、散热器的进口水温差和进口水温与进口空气温差的最小值, °C。

根据式(1)~(5),可得到空气侧的能量平衡方程^[10-11]:

$$\rho_a v_a C_{p,a} \frac{dT_a}{dt} = q_{m,a} C_{p,a} (t_{a,in} - t_{a,out}) + \varepsilon (q_m C_p) t_{min}。$$

同理,可以得到热水侧的能量平衡方程为:

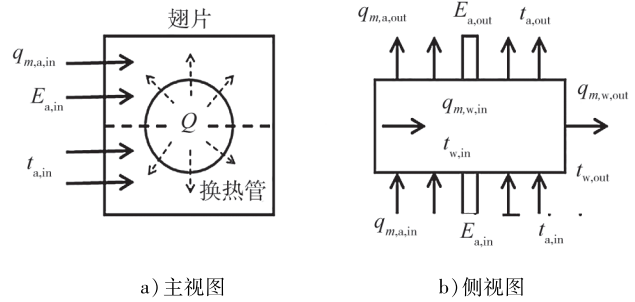


图 1 翅片式气-水散热器的热力模型

$$\rho_w v_w C_{p,w} \frac{dT_w}{dt} = q_{m,w} C_{p,w} (t_{w,in} - t_{w,out}) - \varepsilon (q_m C_p) t_{min},$$

式中: $q_{m,w}$ 为散热器中水的质量流量, kg/s; v_w 为水的流速, m/s; $t_{w,in}$ 、 $t_{w,out}$ 分别为散热器进、出口水温, °C; $C_{p,w}$ 为水的定压比热容, kJ/(kg·°C)。

翅片式气-水散热器的总传热系数

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{2\pi\lambda L} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_o \eta_o A_o}},$$

式中: h_i 、 h_o 分别为换热管管内、管外对流换热系数, W/(m²·K); λ 为导热系数, W/(m·K); L 为换热管长度, m; d_i 、 d_o 分别为换热管内、外直径, mm; η_o 为散热管外翅片的肋效率; A_i 、 A_o 分别为散热管内、外换热面积, m²。

翅片式气-水散热器的 NTU 数量

$$N_{NTU} = \frac{k A_o}{\min\{q_{m,a} C_{p,a}, q_{m,w} C_{p,w}\}},$$

式中: $q_{m,a}$ 为空气的质量流量, kg/s。

空气和水中较小热容流量与较大热容流量之比

$$C^* = \frac{\min\{q_{m,a} C_{p,a}, q_{m,w} C_{p,w}\}}{\max\{q_{m,a} C_{p,a}, q_{m,w} C_{p,w}\}},$$

ε 的计算公式^[13]为:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{N_{NTU}^{0.22}}{C^*} [\exp(-C^* N_{NTU}^{0.78}) - 1]\right\}。$$

影响空气侧换热系数的因素主要有空气流速和物性参数等, 经验公式^[14]为:

$$Nu_a = \frac{h_o d_o}{\lambda_a} = 0.982 Re_a^{0.424} \left(\frac{s}{d_o}\right)^{-0.0887} \left(\frac{N_s}{d_o}\right)^{-0.159},$$

式中: Nu_a 、 Re_a 分别为管外空气对流换热的努塞尔数和雷诺数; s 为翅片的节距, m; N_s 为翅片的排数; λ_a 为空气的导热系数, W/(m·K)。

管道内水对流换热的努塞尔数可采用格尼林斯基 (Gnielinski) 公式计算^[15]:

$$Nu_w = \frac{h_i d_i}{\lambda_w} = \frac{(f/8)(Re_w - 1000)Pr_i}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr_i^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L}\right)^{2/3}\right] c_t,$$

式中: λ_w 为管内水的导热系数, W/(m·K); Re_w 为管内水对流换热的雷诺数; f 为管内湍流流动的达尔西阻力因数, $f = (1.82 \lg Re - 1.64)^{-2}$; Pr_i 和 Pr_w 分别为管内平均水温下和平均管壁温度条件下水的普朗特数; c_t 为变物性修正因数, $c_t = (Pr_i/Pr_w)^{0.01}$, 其中, $Pr_i/Pr_w = 0.05 \sim 20.00$ 。

2 仿真模型

采用 MATLAB/Simulink 软件建立翅片式气-水散热器的仿真模型^[16-17], 如图 2 所示 (图中 C 为空气流通面积)。仿真模型主要包括散热器总传热系数计算模块、换热计算模块、空气与热水温度动态变化计算模块。换热计算模块包括效能、NTU、最小热容量和总换热量的计算公式, 根据空气与水的温度变化可计算散热器的总换热量。空气与热水

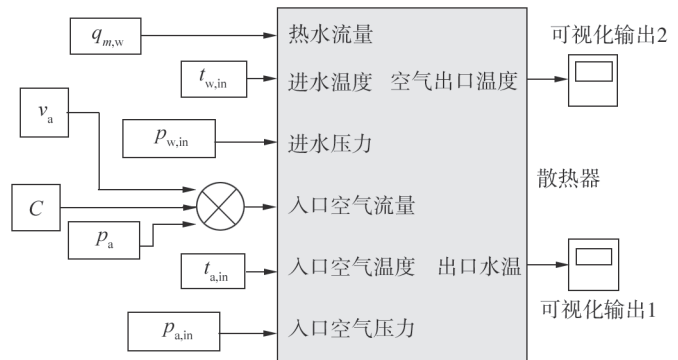


图2 翅片式散热器 Simulink 仿真模型

温度动态变化计算模块利用空气与水的能量平衡计算公式,根据空气与水的温度变化与换热量计算空气与水的出口温度的动态变化。

3 动态仿真结果

以两排管翅片式气-水散热器为例,利用翅片式散热器 Simulink 仿真模型对散热器动态变化特性进行仿真分析。散热器的入口参数、结构参数如表 1、2 所示。

表 1 散热器的入口参数

空气进口温度/ $^{\circ}\text{C}$	空气进口压力/kPa	空气进口风速/ $(\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	热水进口温度/ $^{\circ}\text{C}$	热水进口压力/kPa	热水质量流量/ $(\text{g}\cdot\text{s}^{-1})$
25	101.325	2	80	101.325	160

表 2 散热器的结构参数

散热器长度/mm	散热器宽度/mm	换热管外径/mm	换热管内径/mm	换热管横向间距/mm
500	400	22	20	40
翅片厚度/mm	翅片间距/mm	散热管排数	每排管数	换热管纵向间距/mm
0.3	1.7	2	10	40

3.1 入口热水温度变化对散热器性能的影响

仿真研究连续变化的入口水温对翅片式气-水散热器散热性能的影响。仿真初始水温为 70°C ,经过 80 s 水温发生变化,在 10 s 内逐渐降低到 60°C ,经过 160 s 再次变化,在 10 s 内逐渐升高到 80°C 。

散热器入口热水温度和换热量随时间变化曲线如图 3 所示,散热器出口热水温度和空气温度随时间变化曲线如图 4 所示。

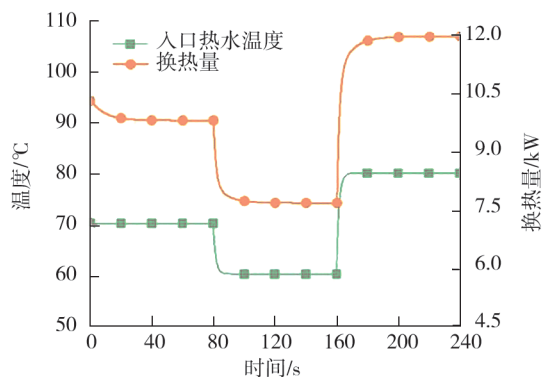


图 3 散热器入口热水温度和换热量随时间变化曲线

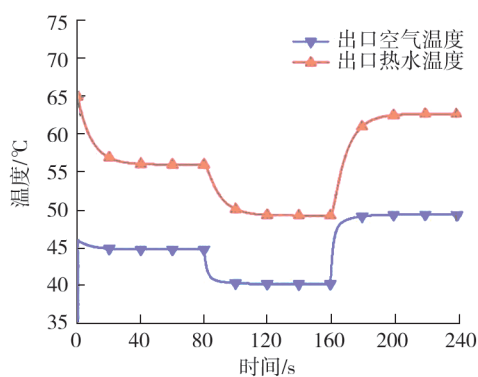


图 4 散热器出口热水和空气温度随时间变化曲线

由图 3 可知:散热器的换热量和入口水温呈现相同的变化趋势,其原因为入口热水温度的变化引起散热器内的水与管外空气的换热温差变化,进而导致总换热量的变化。由图 3、4 可知:散热器的出口水温和空气温度达到稳态的时间均比入口水温变化的时间长,这是由于散热器内的水和管外的空气均存在一定的热容量,两者的温度不会立刻达到稳态,存在一段时间的动态变化过程,这导致其出口温度需要一定的时间才能达到其稳态值。

3.2 入口热水流量动态变化对散热器性能的影响

对仿真模型输入一段连续变化的入口热水流量,流量的动态变化过程持续 4 s 左右,分析散热器入口热水质量流量对翅片式散热器性能的影响。散热器入口热水质量流量和换热量随时间变化的曲线如图 5 所示,散热器热水和空气温度随时间变化的曲线如图 6 所示。

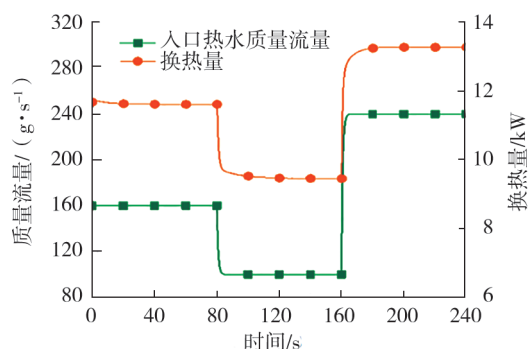


图5 散热器入口热水质量流量和换热量随时间变化曲线

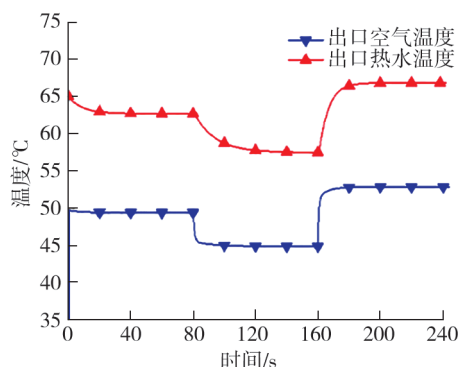


图6 散热器出口热水和空气温度随时间变化曲线

由图5可知:随着入口热水质量流量的降低,换热量随之降低,这是因为换热量与热水侧的对流换热系数和换热温差有关,入口热水质量流量降低导致管内水的对流换热系数降低,且使热水的温度降低较快,进一步减小其与空气之间的温差,最终导致换热量的下降。

由图6可知:当出口热水和空气的温度相应降低时,空气出口温度达到稳定的时间略短于水温,这是由于水流量的变化引起散热器总换热系数的变化导致总换热量的改变。

3.3 入口空气温度动态变化对散热器性能的影响

研究连续变化的入口空气温度对翅片式散热器性能的影响,空气入口温度变化过程为5 s左右,结果如图7所示。由图7可知:1)散热器的换热量与空气入口温度变化呈现出相反的变化趋势,其原因为散热器的换热效果被空气入口温度所限制;2)在经过80~160 s时,散热器的换热量随空气入口温度的降低而增大,主要原因为空气温度的降低增大了水与空气的换热温差,空气温度的降低使空气的密度增大,从而强化了空气侧的对流换热。

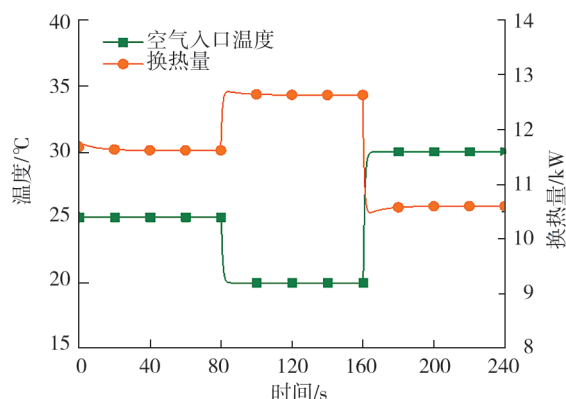


图7 散热器空气入口温度流量与换热量

4 结语

基于 MATLAB/Simulink 软件建立了翅片式气-水散热器的动态仿真模型,研究了入口水温度、流量和入口空气温度变化条件下其动态换热特性。研究表明,散热器的换热量随着入口水温、入口热水流量和入口空气温度的降低而降低;散热器热水和空气出口温度随着入口热水质量流量的降低而下降。该动态仿真模型可以用于翅片式气-水散热器动态特性的仿真研究,为其动态特性研究与运行性能分析提供了一个简单实用的仿真工具。

参考文献:

- [1] 史美中,王中铮. 热交换器原理与设计[M]. 南京:东南大学出版社,2009.
- [2] 刘建,魏文建,丁国良,等. 对具有复杂流路布置的翅片管换热器的性能仿真与分析[J]. 化工学报,2005,56(1):47-52.
- [3] 何明勋,陶正良,王冬梅. 水-空气翅片管换热器实验研究与数值模拟[J]. 制冷学报,2006,27(5):58-62.
- [4] 张行周,王浚. 百叶窗翅片汽车散热器特性仿真研究[J]. 汽车技术,2005(1):7-10.
- [5] LEE S H, HUR N, KANG S. An efficient method to predict the heat transfer performance of a louver fin radiator in an automotive power system[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(1):145-155.
- [6] 黄晓明,师春雨,孙佳伟. 翅片式热管散热器自然对流换热特性分析与多目标结构优化[J]. 热科学与技术,2018,17(5):359-365.

- [7]周振凯,刘兵,李健,等.基于遗传算法的散热器翅片优化设计[J].电子机械工程,2019,35(5):29-33.
- [8]金开,郑磊,朱蕾,等.散热器翅片参数对其性能的影响研究[J].汽车实用技术,2020(5):126-128.
- [9]TRAN N,WANG C C. Optimization of the airside thermal performance of mini-channel-flat-tube radiators by using composite straight-and-louvered fins[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2020,160:120163.
- [10]郑明强.翅片厚度对散热器散热性能影响分析[J].内燃机与配件,2021(11):73-74.
- [11]张俊,刘刚,甘长德.空气换热器加热工况动态数学模型及仿真[J].建筑热能通风空调,2017,36(6):17-20.
- [12]TSO C P,CHENG Y C,LAI A C K. An improved model for predicting performance of finned tube heat exchanger under frosting condition,with frost thickness variation along fin[J]. Applied Thermal Engineering,2006,26(1):111-120.
- [13]WANG C C,FU W L,CHANG C T. Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers[J]. Experimental Thermal & Fluid Science,1997,14(2):174-186.
- [14]李妩,陶文铨,康海军,等.整体式翅片管换热器传热和阻力性能的试验研究[J].机械工程学报,1997,33(1):81-86.
- [15]杨世铭,陶文铨.传热学[M].4版.北京:高等教育出版社,2006.
- [16]孙忠潇.Simulink 仿真及代码生成技术入门到精通[M].北京:北京航空航天大学出版社,2015.
- [17]汪伟,墓官旭,中健,等.基于 Simulink 自动代码生成技术的 CAN 底层模块库设计[J].控制与信息技术,2020(3):93-96.

Simulation study on dynamic characteristics of finned air-water radiators

Ji Fengjun¹, SONG Juxing¹, LI Liangjie², ZHAN Maosheng², HAN Jitian^{2*}

1. Shandong Electric Power Engineering Consulting Institute Corp., Ltd., Jinan 250013, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Shandong University, Jinan 250061, China

Abstract: The heat transfer process is divided into two parts: water side and air side heat transfer. Based on MATLAB / Simulink software, the dynamic characteristics simulation model of the radiator is established to study the influence of the changes of the inlet water temperature, flow rate, inlet air temperature and other parameters of the finned air-water radiator on its dynamic performance. The results show that the heat transfer of the radiator decreases with the decreasing inlet water temperature, inlet hot water flow and inlet air temperature. The outlet temperatures of the hot water and air of the radiator decrease with the decreasing mass flow of the inlet hot water. This paper provides a simple and practical simulation tool for the dynamic characteristics research and operation analysis of finned air-water radiator.

Keywords: finned radiator; dynamic simulation; heat transfer performance; MATLAB/Simulink simulation

(责任编辑:郎伟锋)