

文章编号:1674-8190(2021)02-163-08

机载液冷源系统热特性仿真实验研究

董章志¹, 李小刚¹, 陆继翔²

(1. 空军工程大学 航空工程学院, 西安 710051)

(2. 西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘要: 大功率的航空机载电子设备会存在超温问题, 相比于风冷, 采用液冷源对设备进行冷却具有更好的散热效果, 因此需要对液冷源系统进行热特性仿真计算。以某型机载液冷源为例, 建立其主要部件(包括储液箱、齿轮泵、散热器等)的传热理论数值计算模型, 仿真分析 $-40\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 温度工况下的系统热特性, 并通过状态机编程实现超温情况下的温控仿真。结果表明: 该型机载液冷源系统在典型工况下温度指标基本满足冷板进口温度($5\sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$)的技术指标要求; 在系统温度上下偏差较大的情况下, 采取提高风机转速或打开冲压空气口的控制方法, 可明显改善该问题且冷板温度基本控制在 $5\sim 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内。

关键词: 机载液冷源系统; 传热理论; 热特性仿真; 温度控制

中图分类号: V228.3; V245; TH137

文献标识码: A

DOI: 10.16615/j.cnki.1674-8190.2021.02.20

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Experimental Study on Thermal Characteristics Simulation of Airborne Liquid Cooling System

DONG Zhangzhi¹, LI Xiaogang¹, LU Jixiang²

(1. College of Aeronautics Engineering, Air Force Engineering University, Xi'an 710051, China)

(2. School of Mechanical-electronic Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: High-power aviation airborne electronic equipment will have the problem of over-temperature. Compared with air cooling, the use of the liquid cooling to cool the device has better heat dissipation effect, so the thermal characteristics of the liquid cooling system need to be simulated and calculated. Taking a certain type of airborne liquid cooling as an example, the theoretical calculation model of heat transfer of the main components (such as liquid storage tank, gear pump, radiator, etc.) is established, and the temperature under $-40\sim 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ is simulated and analyzed. The thermal characteristics of the system and through the state machine programming to achieve temperature control simulation under over-temperature conditions. The results show that the temperature index of this type of airborne liquid cooling system basically meets the technical index requirements of the cold plate inlet temperature ($5\sim 30\text{ }^{\circ}\text{C}$) under typical working conditions; The method of increasing fan speed or the control method of opening the ram air port can obviously improve the problem and the cold plate temperature is basically controlled in the range of $5\sim 15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Key words: airborne liquid cooling system; the heat transfer theory; thermal simulation; thermal control

收稿日期: 2020-05-08; 修回日期: 2020-06-28

基金项目: 陕西省重点研发项目(2020GY-225)

通信作者: 陆继翔, lujixiang@nwpu.edu.cn

引用格式: 董章志, 李小刚, 陆继翔. 机载液冷源系统热特性仿真实验研究[J]. 航空工程进展, 2021, 12(2): 163-170.

DONG Zhangzhi, LI Xiaogang, LU Jixiang. Experimental study on thermal characteristics simulation of airborne liquid cooling system[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2021, 12(2): 163-170. (in Chinese)

0 引言

机载液冷源系统是一种借助冷却液的循环流动,通过低温液体与热负载的对流换热,以实现电子设备降温及温度控制的机载冷却设备。在散热密度较大的情况下,以往采用传统的对流散热或是强迫风冷存在散热效率低、温度控制精准度不够的情况^[1],而采用机载液冷源给雷达冷却,以液冷替代风冷,可以实现高效、可靠的散热调节。

对于液冷源系统的研究,Y. J. Kim 等^[2-3]借助 CFD 仿真分析了电力变压器散热器内部的油液流场及温度场,评估了散热风扇摆放位置对散热性能的影响;R. L. Amalfi 等^[4]使用 LTCM 内部开发的两相流模拟代码建立了气液两相液冷系统的仿真模型,但未考虑管道、散热器等与环境的热交换;张承武^[5]对某型电子设备液冷源进行了仿真与试验,通过集中参数法结合分布参数法建立各部件的简化模型,仿真部分参数精确度有所欠缺;朱恩庆^[6]设计了一种使用结合单片机及集成数字 IC 的采集控制系统的液冷源控制系统,具有成本低、控制精度高的特点;李运祥等^[7]利用 Matlab/Simulink 仿真分析了不同参数阶跃对机载蒸发循环制冷系统性能的影响规律;金敏^[8]借助 EASY5 软件搭建了歼击机蒸发制冷系统的动态数学模型,分析得到了系统的动态性能;曹克强等^[9-10]以 AMESim 为平台搭建了机载液冷源系统模型,侧重点在于对仿真平台的介绍,仅考虑了泵、散热器、热源与环境的换热。上述研究所建立的模型均为液冷系统的典型建模,但大部分未考虑部件与环境间的热交换或是换热模型不够全面。

在前人研究的基础上,本文综合考虑冷却液、设备、外部环境三者之间的传热关系以及系统部件工作的内部产热,提供一种基于传热学原理的计算模型;对系统热负载较大的部件建模,利用 AMESim 软件进行全系统的热特性校核计算;并通过软件状态机模块仿真实现对储液箱、散热器的温度反馈控制。

1 系统热特性数学模型建立

1.1 模型简化

考虑对液冷源系统热特性影响较大的主要因素及功能部件,对系统进行简化,简化后的系统原理图如图 1 所示。

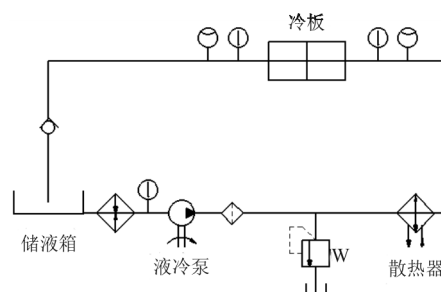


图 1 系统模型简图

Fig. 1 System model diagram

整个液冷源系统以 65 号冷却液(60% 乙二醇)作为热传导介质,选用 CLB-7 型液冷泵输出储液箱中的冷却液,冷却液经板翅式散热器强迫风冷散热后,输送至冷板给机载电子设备降温,最后回流至储液箱。轴流风机安装在散热器冷边出口,用于对散热器强迫风冷。

系统工作过程中冷板最大流量为 12 L/min,机载设备的生热功率(冷板生热功率)为 2 000 W。液冷源系统包括的热载荷主要元件有储液箱、齿轮泵、散热器、电加热器、冷板和管路,下面分别建立各元件的热特性模型,部分传热学公式参见文献[11]。

1.2 齿轮泵的热特性模型

齿轮泵用于为系统提供冷却流量,齿轮泵的额定功率为 150 W,在工作过程中全部损失为热能,泵壳体同空气进行辐射换热和对流换热。齿轮泵的传热原理如图 2 所示。

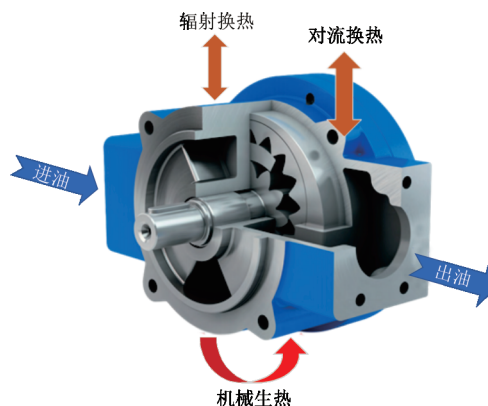


图 2 齿轮泵的传热原理

Fig. 2 Gear pump heat transfer principle

泵外壳与冷却液对流换热的努塞尔数为

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.33} \quad (1)$$

外壳与外界自然对流换热的努塞尔数为

$$Nu = 2 + \frac{0.589Ra^{1/4}}{\left[1 + (0.469/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (2)$$

式中: Pr 为普朗特数; Re 为雷诺数; Ra 为瑞丽数。

外壳与外部环境的辐射换热表达式为

$$\dot{Q} = \varepsilon\sigma A(T^4 - T_{env}^4) \quad (3)$$

式中: σ 为辐射换热系数; ε 为壳体材料黑度; T 为壳体温度; T_{env} 为外部温度。

1.3 板翅式散热器的热特性模型

冷却液流动的雷诺数可表示为

$$Re = \frac{Q_0 d_0}{A_0 \nu_0} \quad (4)$$

式中: d_0 为散热器内部管路当量直径; Q_0 为冷却液流量; A_0 为管路截面积; ν_0 为冷却液运动黏度。

液体和管壁对流换热的斯坦顿数表达式为

$$St = 0.245Re_1^{-0.4} Pr_1^{-2/3} \quad (5)$$

空气流动的雷诺数可表示为

$$Re = \frac{Q_a d_a}{A_a \nu_a} \quad (6)$$

式中: Q_a 为冷边(空气)流量; d_a 为冷边当量直径; ν_a 为冷边的运动黏度; A_a 为冷边的流通面积。

冷边空气与热边翅片对流换热的努塞尔数可表示为

$$Nu = 6 \left(\frac{Re}{1000} \right)^{2/3} \quad (7)$$

总换热系数 kA 表达式为

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{A_0 \alpha_1} + \frac{1}{A_a \alpha_2} \quad (8)$$

式中: A_0 为热边(冷却液)换热面积; α_1 为热边换热系数; A_a 为冷边换热面积; α_2 为冷边换热系数。

传热单元数表达式为

$$NTU = \frac{kA}{\min(\dot{m}_0 C_{p0}, \dot{m}_a C_{pa})} \quad (9)$$

式中: \dot{m}_0 为热边的质量流量; \dot{m}_a 为冷边的质量流量; C_{p0} 为热边的比热; C_{pa} 为冷边的比热。

换热器效率的表达式为

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{Cr}\right)NTU^{0.22}\left\{\exp\left[-CrNTU^{0.78}\right] - 1\right\}\right] \quad (10)$$

$$\text{式中: } Cr = \frac{\min(\dot{m}_0 C_{p0}, \dot{m}_a C_{pa})}{\max(\dot{m}_0 C_{p0}, \dot{m}_a C_{pa})}$$

换热器换热量表达式为

$$\phi = \varepsilon \min(\dot{m}_0 C_{p0}, \dot{m}_a C_{pa})(T_o' - T_a') \quad (11)$$

式中: T_o' 为热边进口温度; T_a' 为冷边进口温度。

1.4 冷板的热特性模型

冷却液流经冷板时,会对冷板进行降温,冷板的换热功率为 2 000 W,这里将冷板简化一个简单的换热元件,即冷板交换的热量全部用于冷却液的温升。则冷板的数学模型可表示为

$$T_o = T_i + \frac{W}{q_1 \rho_1 C_p} \quad (12)$$

式中: T_i 为冷却液进口温度; T_o 为冷却液出口温度; W 为换热功率; q_1 为冷却液流量; ρ_1 为冷却液密度; C_p 为冷却液比热。

1.5 储液箱的热特性模型

储液箱用于储存冷却液。其热特性主要表现在冷却液与储液箱的对流换热以及储液箱与外部环境的对流环境和辐射换热。

储液箱与内部冷却液强迫对流换热的努塞尔数表达式为

$$Nu = 0.027Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (13)$$

储液箱与外部空气自然对流换热的努塞尔数表达式为

$$Nu = 0.48(PrGr)^{0.25} \quad (14)$$

式中: Gr 为格拉晓夫数。

储液箱与环境的辐射换热量表达式为

$$\dot{Q} = \varepsilon\sigma A(T^4 - T_{env}^4) \quad (15)$$

1.6 管路的热特性模型

管路的热特性主要体现在管内冷却液同管壁的对流换热以及管壁同环境的对流换热和辐射换热。同时冷却液在管内流动会产生一定的压力损失。

管壁与内部冷却液强迫对流换热的努塞尔数表达式为

$$Nu = 0.027Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (16)$$

管壁与外部空气自然对流换热的努塞尔数表达式为

$$Nu = 0.48(PrGr)^{0.25} \quad (17)$$

管壁与环境的辐射换热表达式为

$$\dot{Q} = \varepsilon\sigma A(T^4 - T_{env}^4) \quad (18)$$

2 系统不同温度环境下的热特性仿真

2.1 建立模型

采用 AMESim 软件^[12]已有的内置元件搭建了机载液冷源系统各部件的仿真模型,元件涉及 Thermal 库、Thermal Hydraulic 库、HEAT 库、Pneumatic 库,主要包括储液箱、飞机倒飞防溢装置、液冷泵、管路油滤、散热器、轴流风机、冷板、安全活门等系统部件^[13],系统仿真模型如图 3 所示。

系统参数依据实际设计的机载液冷源系统参数确定,其换热过程主要包括储液箱、齿轮泵、散热器翅片、冷板、管路与冷却液以及环境空气或对流空气的对流换热。

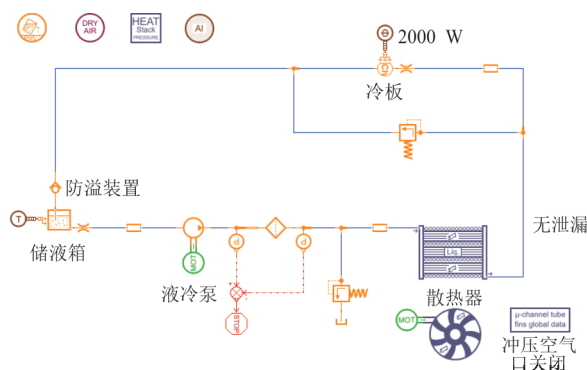


图 3 液冷源系统 AMESim 仿真模型

Fig. 3 AMESim simulation model of liquid cooling system

2.2 参数设置

仿真过程中系统不存在泄露情况,管路杂质含量符合实际规定,其较大热载荷部件的主要工作参数如下^[14]:

(1) 储液箱:额定工作压力 0.3 MPa,体积 4 L,截面积 175 mm × 175 mm,液面初始高度 100 mm,高度范围 80~170 mm。

(2) 增压泵:选用 CLB-7 型液冷泵,额定工作压力 0.6 MPa,额定流量 12 L/min,额定功率 150 W。

(3) 冷却液管路:内径 12 mm,壁厚 1 mm。

(4) 轴流风机:转速 7 000 r/min,功率 67 W,对流空气流量 710 m³,功率 67 W,叶轮直径 171.5 mm。风机从环控系统引气,必要时可带开

冲压空气口共同进气。

(5) 散热器:选用 SRQ-7G 板翅式散热器,采用通道数为 3、散热器管路数为 7-8-7 的结构,结构如图 4~图 5 所示。冷却液总换热面积 1.5 m²,内部管路直径 9.074 mm,管路容积 3.6 L,对流空气接触面积 4.7 m²。

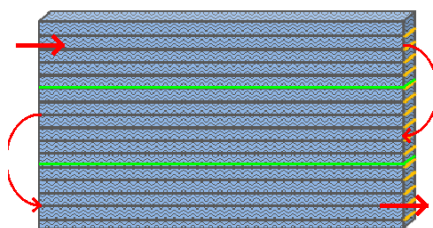


图 4 散热器外部结构

Fig. 4 Radiator external structure

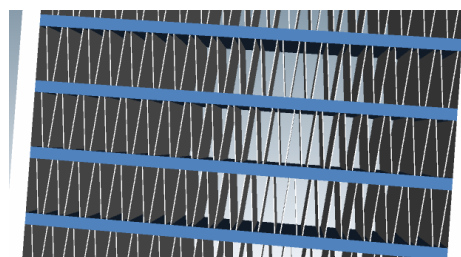


图 5 散热器内部结构

Fig. 5 Radiator internal structure

该系统的主要性能指标包括,冷板前最大流量 12 L/min,冷板温度保持在 5~25 ℃。本文主要研究各部件的热特性,保持冷板温度在 5~25 ℃。

2.3 传热仿真框架

液冷源系统部件传热仿真框架如图 6 所示,主要包括:材料物理特性计算、环境温度预计、系统简化、部件热计算、仿真实现。

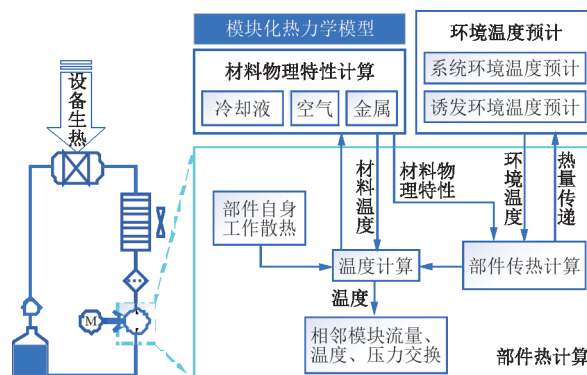


图 6 部件传热仿真框架

Fig. 6 Component heat transfer simulation framework

2.4 典型工况下的仿真结果与分析

依据技术标准^[15],以某型飞机机载雷达为例,分析液冷源系统给机头雷达降温时,系统温度在-40、-20、5、10、20和40℃工况下的系统热特性。

2.4.1 地面状态

地面状态下液冷源系统与机载雷达同时启动,此时系统与雷达均开始生热。选取飞机地面维护时环境空气温度5、10℃作为系统工况,系统初始温度与环境温度相同。系统温度变化情况如图7~图8所示。

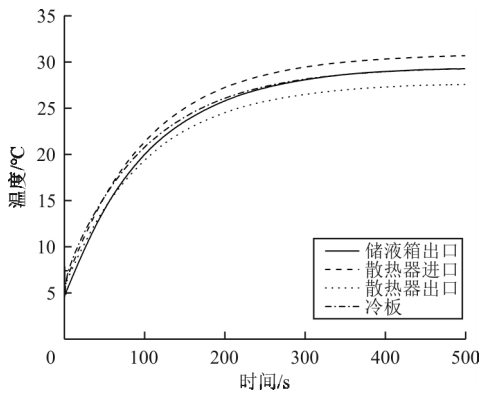


图7 5℃下系统温度变化

Fig. 7 System temperature change at 5℃

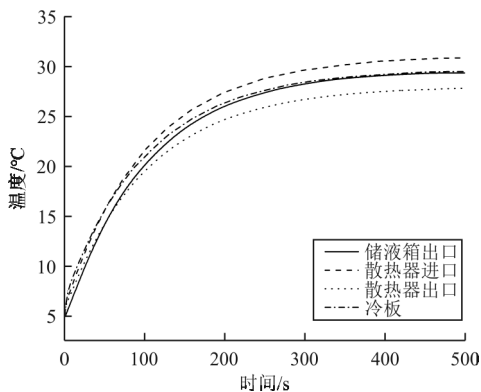


图8 10℃下系统温度变化

Fig. 8 System temperature change at 10℃

从图7~图8可以看出:系统开始工作经过大约450s达到稳定状态,储液箱、散热器、冷板的稳定温度情况如表1所示。考虑到冷却液流入散热器前存在齿轮泵的机械生热及管路损失,散热器进口温度最高,大于储液箱出口温度,冷板温度与散热器出口相近。

表1 稳定温度

Table 1 Stabilized temperature

温度 工况/℃	储液箱出 口温度/℃	散热器进 口温度/℃	散热器出 口温度/℃	冷板入口 温度/℃
5	29.34	30.75	27.66	29.37
10	29.28	30.69	27.59	29.30

由于各部件工作生热,在系统工作0.44、0.87s时,散热器进口、出口出现温度短暂升高现象,随后散热器冷却效果大于冷却液升温效果,出现温度下降的趋势;冷板持续给系统中冷却液传递热量,散热器持续工作给冷却液散热,最终系统温度缓慢升高至平衡状态。

2.4.2 飞行状态

选取飞机飞行高度10000m、空气温度-40℃作为工况一,选取飞行高度5000m、空气温度-20℃作为工况二。环控系统送风温度为10℃。

飞行状态下液冷源系统与机载雷达同时启动,此时系统与雷达均开始生热,系统初始温度与两种工况外界空气温度相同,温度变化情况如图9~图10所示。

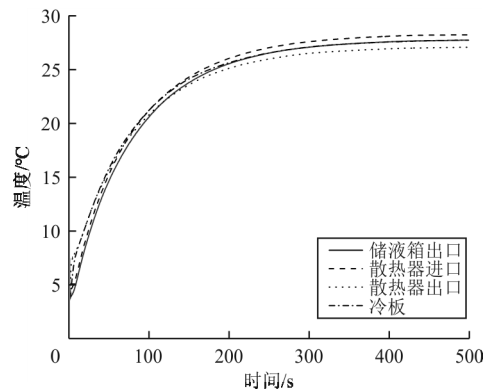


图9 -40℃下系统温度变化

Fig. 9 System temperature change at -40℃

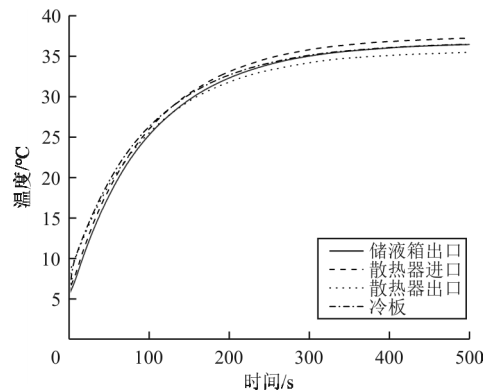


图10 -20℃下系统温度变化

Fig. 10 System temperature change at -20℃

从图9~图10可以看出:系统开始工作经过大约420 s达到稳定状态,稳定温度如表2所示。冷板进口温度偏高,需进行调整改进。

表2 飞行状态下稳定温度
Table 2 Stable temperature in flight

温度工况/℃	储液箱出口温度/℃	散热器进口温度/℃	散热器出口温度/℃	冷板入口温度/℃
-40	23.98	25.40	22.28	24.00
-20	33.39	34.78	31.79	33.47
20	35.28	36.67	33.60	35.30
40	36.08	34.38	36.08	

飞行状态下雷达已经工作一段时间,以系统温度20℃、系统散热不及时40℃作为仿真条件进行仿真,温度变化情况如图11~图12所示。

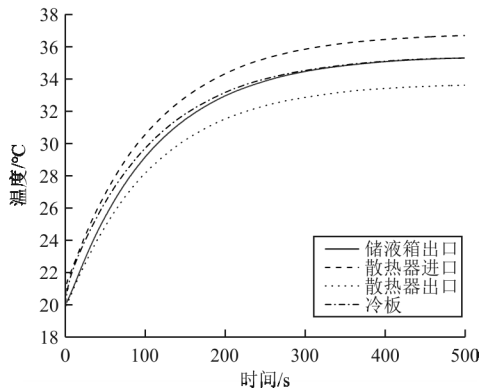


图11 20℃下系统温度变化

Fig. 11 System temperature change at 20℃

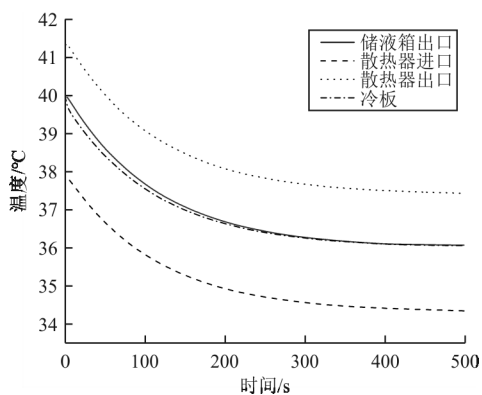


图12 40℃下系统温度变化

Fig. 12 System temperature change at 40℃

从图11~图12可以看出:飞行状态下液冷源系统稳定温度普遍偏高,系统主要部件的稳定温度如表2所示。

综上,地面状态下液冷源系统工作正常,温度不超过30℃。飞行状态下系统基本能满足冷板进

口温度5~30℃的技术指标要求,但仍存在温度偏高甚至超过温度指标的情况。可通过打开冲压空气口引入外界空气或在油箱处安装电加热器的方法调节温度范围,AMESim中通过温控状态机来实现。

3 基于温控状态机的系统优化

3.1 温控状态机

通过AMESim中的状态机模块的编程(示例如图13所示),实现实际情况下温度反馈控制的仿真模拟^[16]。冷板温度偏低情况下,通过传感器测量冷板温度,低于5℃时,对储液箱加热,即在储液箱内安装电加热器;储液箱温度大于40℃时,关闭电加热器。在系统温度20、40℃工况下,系统稳定后冷板温度偏高,当温度大于5℃时,增大散热器风机转速并打开冲压空气口,以实现散热效果的优化。

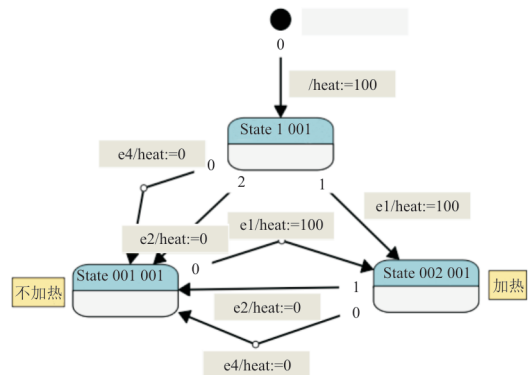


图13 温度偏低下的状态机1

Fig. 13 State machine with low temperature 1

将状态机打包,作为仿真模块加入模型中。冷板温度偏高或偏低状态机会根据冷板、储液箱的实时温度情况,切换加热器以及空气口流量的档位,优化后的系统仿真模型如图14所示。

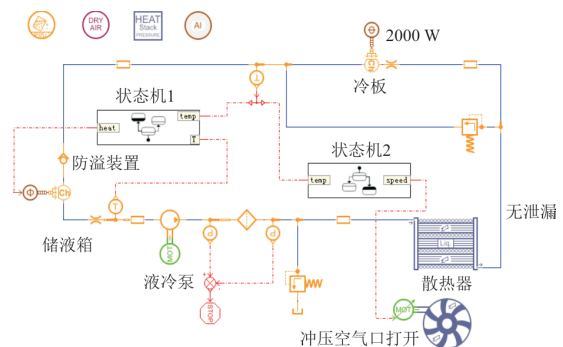


图14 引入状态机的系统仿真模型

Fig. 14 System simulation model with state machine

3.2 优化后仿真计算

已知某型飞机环控系统的空气入口温度、流量,对应高度下冲压空气口温度、流量,得到混合后空气温度 T'_H 的计算表达式(19),进而得到飞行状态下 5 000 m 及 10 000 m 工况时,混合空气的状态属性,如表 3 所示。

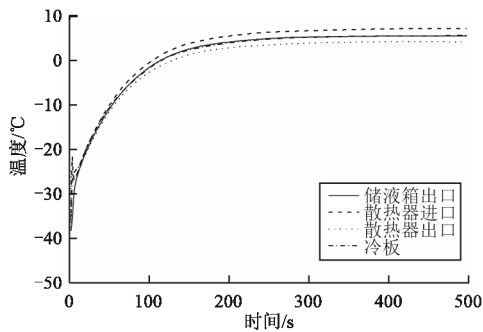
$$(T_H - T'_H) \times Q_H = (T'_H - T_C) \times Q_C \quad (19)$$

式中: T_H 为环控系统的空气入口温度; T_C 为冲压空气口的空气入口温度; T'_H 为混合后空气温度。

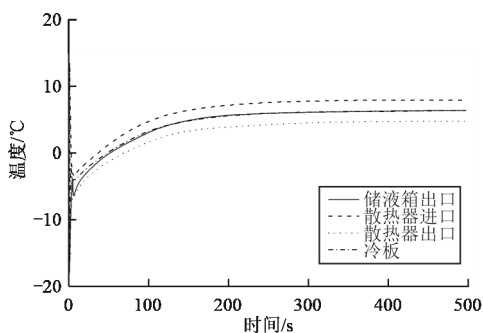
-40、-20、20 和 40 °C 四种不同工况下,系统的温度变化情况如图 15 所示。

表 3 飞行状态下的冷边气体属性^[17]
Table 3 Cold side gas properties in flight^[17]

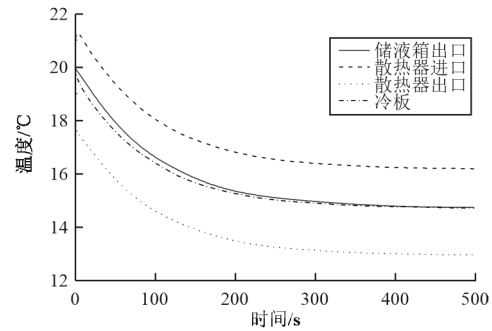
飞行高度/m	冲压空气口入口	混合后空气入口
5 000	$T_C = -17.474\text{ °C}$	$T'_H = -7.82\text{ °C}$
	$Q_C = 240\text{ kg/h}$	$Q'_H = 370\text{ kg/h}$
10 000	$T_C = -49.898\text{ °C}$	$T'_H = -18.12\text{ °C}$
	$Q_C = 115\text{ kg/h}$	$Q'_H = 245\text{ kg/h}$



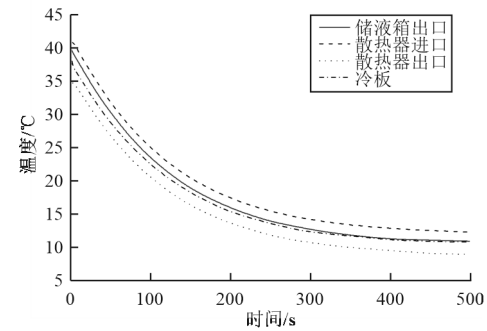
(a) -40 °C 下系统温度变化



(b) -20 °C 下系统温度变化



(c) 20 °C 下系统温度变化



(d) 40 °C 下系统温度变化

图 15 系统温度变化情况

Fig. 15 System temperature changes

从图 15 可以看出:四种工况下冷板稳定温度分别为 9.78、6.36、14.73、10.80 °C,很好地满足了系统冷板进口温度 5~30 °C 的技术指标要求,通过散热器的冲压空气孔引入外部空气或储液箱的加热这两种方式,可以降低、提高系统的温度以限制系统稳定温度范围,以满足技术指标要求。

4 结 论

(1) 液冷源系统温度在开机大约 420~480 s 达到稳定。地面状态下,冷板温度满足设计要求,冷板入口温度小于 30 °C。飞行状态下,存在稳定温度偏高情况,可打开冲压空气口引入外部空气降低系统温度。

(2) 储液箱安装电加热器以及打开冲击空气口可以较好地解决飞行中系统的超温问题,使冷板保持在 5~30 °C 甚至更小的范围内。若引入外部空气的流量、温度可以得到较好地调节,可以更

精确地控制冷板的稳定温度。

参考文献

- [1] 刘宁. 液冷系统中流体流动及换热特性的研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2013.
LIU Ning. Study on fluid flow and heat transfer characteristics in liquid cooling system[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2013. (in Chinese)
- [2] KIM Y J, JEONG M, PARK Y G, et al. A numerical study of the effect of a hybrid cooling system on the cooling performance of a large power transformer[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 136: 275-286.
- [3] KIM Y J, HA M Y. A study on the performance of different radiator cooling systems in large-scale electric power transformer[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2017, 31(7): 3317-3328.
- [4] AMALFI R L, SALAMON T, LAMAISN N, et al. Two-phase liquid cooling system for electronics, part 3: ultra-compact liquid-cooled condenser[C]// 2017 16th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm). USA: IEEE, 2017: 15-21.
- [5] 张承武. 液冷源运行特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2006.
ZHANG Chengwu. Study on operational characteristics of liquid cooling source[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2006. (in Chinese)
- [6] 朱恩庆. 液冷源控制系统的研制[D]. 南京: 南京理工大学, 2011.
ZHU Enqing. Development of liquid cooling source control system[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2011. (in Chinese)
- [7] 李运祥, 潘泉, 刘志丽, 等. 机载蒸发循环制冷系统动态仿真[J]. 南京理工大学学报(自然科学版), 2013, 37(1): 127-132.
LI Yunxiang, PAN Quan, LIU Zhili, et al. Dynamic numerical investigations of on-board vapor-compression refrigeration system[J]. Journal of Nanjing University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2013, 37(1): 127-132. (in Chinese)
- [8] 金敏. 歼击机蒸发制冷循环系统控制与仿真研究[D]. 成都: 电子科技大学, 2009.
JIN Min. Research on control and simulation of evaporative refrigeration cycle system of fighter[D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2009. (in Chinese)
- [9] 左保龙, 苏新兵, 曹克强, 等. 基于AMESim的液冷源系统设计与仿真[J]. 机床与液压, 2014, 42(16): 78-81.
ZUO Baolong, SU Xinning, CAO Keqiang, et al. Design and simulation of liquid cooling system based on AMESim[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2014, 42(16): 78-81. (in Chinese)
- [10] 曹克强, 李永林, 胡良谋, 等. 液压系统热特性建模方法与仿真技术的研究现状与展望[J]. 机床与液压, 2014, 42(15): 174-178.
CAO Keqiang, LI Yonglin, HU Liangmou, et al. Current situation and trends on the study of thermal characteristics modeling and simulation of hydraulic system[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2014, 42(15): 174-178. (in Chinese)
- [11] 曹克强, 李永林, 任博, 等. 现代飞机液压系统热特性建模仿真与热设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 2013.
CAO Keqiang, LI Yonglin, REN Bo, et al. Modeling, simulation and thermal design of modern aircraft hydraulic system[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2013. (in Chinese)
- [12] 梁全, 苏齐莹. 液压系统 AMESim 计算机仿真指南[M]. 北京: 机械工业出版社, 2014.
LIANG Quan, SU Qiyang. AMESim computer simulation guide for hydraulic systems[M]. Beijing: China Machine Press, 2014. (in Chinese)
- [13] JUNG D, YONG J, CHOI H, et al. Analysis of engine temperature and energy flow in diesel engine using engine thermal management[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(2): 583-592.
- [14] 张梁娟, 赵天亮, 方晓鹏, 等. 低电导率乙二醇冷却液在雷达液冷系统的应用[J]. 现代雷达, 2019, 41(8): 65-68.
ZHANG Liangjuan, ZHAO Tianliang, FANG Xiaopeng, et al. Application of low-conductivity ethylene glycol coolant for radar liquid cooling system[J]. Modern Radar, 2019, 41(8): 65-68. (in Chinese)
- [15] 朱俊芳, 赵广绍, 韦高文. 机载雷达环境条件及试验方法温度/高度试验: SJ 20115.2—1992[S]. 北京: 电子工业出版社, 1993.
ZHU Junfang, ZHAO Guangshao, WEI Gaowen. Environmental conditions and test methods of aircraft radar temperature/altitude test: SJ 20115.2—1992[S]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 1993. (in Chinese)
- [16] 付永领, 祁晓野. AMESim 系统建模和仿真: 从入门到精通[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
FU Yongling, QI Xiaoye. Modeling and simulation of AMESim system: from introduction to mastery[M]. Beijing: Beihang University Press, 2006. (in Chinese)
- [17] 李永林. 飞机液压系统温度环境适应性工程关键技术研究[D]. 西安: 空军工程大学, 2011.
LI Yonglin. Research on the key technology of temperature environmental adaptability engineering of aircraft hydraulic system[D]. Xi'an: Air Force Engineering University, 2011. (in Chinese)

作者简介:

董章志(1996—),男,硕士研究生。主要研究方向:飞机流体传动与控制。

李小刚(1977—),男,博士,副教授。主要研究方向:飞机流体传动与控制、航空机电等。

陆继翔(1976—),男,博士,助理研究员。主要研究方向:工业设计、云设计、创新设计和用户体验设计等。

(编辑:马文静)