

文章编号: 1671-6612 (2025) 03-375-06

消耗性热沉排热性能仿真研究

张雅楠¹ 杨陈兵² 尹志仁³ 张 航³ 苗 琳³ 庞丽萍¹

(1. 北京航空航天大学航空科学与工程学院 北京 100083;

2. 中国商用飞机有限责任公司北京民用飞机技术研究中心 北京 102211;

3. 空天飞行技术全国重点实验室 北京 100074)

【摘 要】 将氨作为空天飞行器返回阶段的主要消耗性热沉, 来研究氨蒸发器在主动热控系统动态排热性能, 建立氨蒸发器的仿真模型, 并构建主动热控系统的简化仿真模型。研究分析氨蒸发器热流体侧进出口温度、排热功率和液氨消耗量等参数的仿真结果, 结果显示热流体侧出口最高温度小于 30℃, 对应最低温度小于 10℃; 排热功率滞后于输入功率; 最多节约液氨总消耗量的 10.90%, 验证了其作为空天飞行器返回阶段主要消耗性热沉的可行性。

【关键词】 消耗性热沉; 氨蒸发器; 排热性能仿真; 主动热控系统

中图分类号 V444 文献标志码 A

Simulation Study on Cooling Performance of Consumable Heat Sink

Zhang Yanan¹ Yang Chenbing² Yin Zhiren³ Zhang Hang³ Miao Lin³ Pang Liping¹

(1. School of Aeronautical Science and Engineering, Beihang University, Beijing, 100083;

2. Beijing Civil Aircraft Technology Research Center, Commercial Aircraft Corporation of China, Beijing, 102211;

3. State Key Laboratory of Aerospace Flight Technology, Beijing, 100074)

【Abstract】 The feasibility of using ammonia as the primary consumable heat sink for the return phase of aerospace vehicles is explored by studying the dynamic heat rejection performance of an ammonia evaporator in an active thermal management system. A simulation model for the ammonia evaporator is developed, and a simplified simulation model for the active thermal management system is constructed. The simulation results of parameters such as the inlet and outlet temperatures on the thermal fluid side, heat rejection power, and liquid ammonia consumption are analyzed. The results indicate that the maximum outlet temperature on the thermal fluid side is below 30℃, with the corresponding minimum temperature below 10℃; the heat rejection power lags behind the input power; and a reduction of up to 10.90% in total liquid ammonia consumption is achieved. These findings verify the practicality of employing ammonia as the primary consumable heat sink during the return phase of aerospace vehicles.

【Keywords】 Consumable heat sink; Ammonia evaporator; Exhaust heat performance simulation; Active thermal control system

0 引言

空天飞行器可执行地面无法完成的特殊任务, 并带来显著的经济效益^[1]。在空天飞行器返回阶段, 其外部热环境剧烈变化, 导致多种排热技术面

临严峻挑战甚至失效^[2]; 此外, 由于电子设备集成度的不断提高, 飞行器内部承受着巨大的电子设备热载荷。因此亟需高效的排热技术以满足热控需求。

作者简介: 张雅楠 (2002-), 女, 硕士, E-mail: zyn0420zyn@163.com

通讯作者: 庞丽萍 (1973-), 女, 博士, 教授, E-mail: pangliping@buaa.edu.cn

收稿日期: 2025-02-12

由于返回阶段持续时间较短,通常采用消耗性热沉作为主要的排热手段。氨作为一种环保的蒸发剂,其全球变暖潜值(GWP)和臭氧消耗潜值(ODP)均为零。此外,氨在常规控温区间内具有适中的饱和压力,且汽化潜热仅次于水。因此,氨蒸发器在航空航天领域受到青睐。

在常规热控温度下,氨的饱和压力较高,工业领域常见的氨蒸发器结构包括平板蒸发器和管壳蒸发器^[3,4]。虽然它们结构简单、性能可靠,但结构不够紧凑,质量过大,无法满足航天应用的设计要求。板翅式蒸发器以传热效率高、结构紧凑、重量轻而著称。随着近年来金属成型和焊接工艺的进步,板翅式蒸发器的结构强度得到了显著提高^[5]。这使得板翅式蒸发器能够使用高压氨作为蒸发剂,具有更高的应用价值^[6]。因此本文选用板翅式结构来研究消耗性热沉的排热性能。

1 基于消耗性热沉的主动热控系统

面向可复用空天飞行器,参考美国航天飞机飞行任务参数,以及飞行阶段(上升、在轨、返回),本文主要针对返回阶段使用氨作为消耗性热沉时,研究主动热控系统的排热性能,如图1所示。

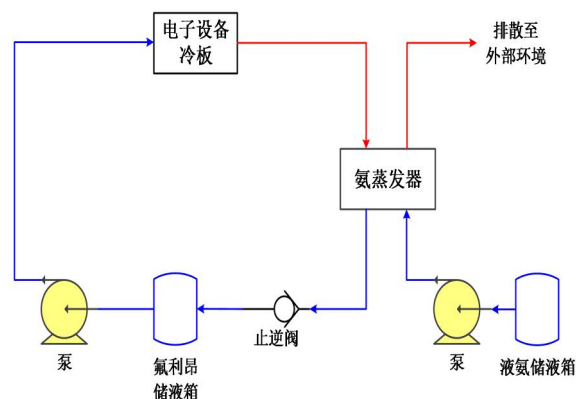


图1 空天飞行器返回段热控系统组成

Fig.1 Composition of the thermal control system for the reentry section of an aerospace vehicle

空天飞行器返回阶段热控系统组成成分为两部分:由电子设备冷板、止逆阀、氟利昂储液箱、泵组成的热回路(氨蒸发器热流体侧);由液氨储液箱、泵组成的热沉回路(氨蒸发器冷流体侧)。

辐射器在轨时,冷量有部分冗余,该部分冷量可用于返回前的预冷。因返回阶段辐射器的旁路全开而其自身内部流道完全闭合没有氟利昂流过,所

以在系统构建时将辐射器子系统进行省略。在本文中,将该预冷温度设置为4℃,液氨储液箱加压至354~615kPa绝对压力。返回阶段全程约40min,仅使用氨蒸发器作为热沉,构建主动热控系统。工作原理为热路中氟利昂从储液箱中流出经泵泵入冷板中,带走冷板的热量进入氨蒸发器中与冷路中的低温液氨换热,实现电子设备冷板的温降。

2 基于消耗性热沉主动热控仿真模型

本文在AMESIM仿真平台上建立了基于消耗性热沉的主动热控系统仿真模型,包括热回路和热沉回路。

2.1 热路循环介质氟利昂物性

由于空天飞行器在轨时辐射器出口温度可能会降至-10~-30℃,因此水和丙二醇溶液等常用的热控回路工质因冻结问题和流动性问题不再能正常工作。所以本文采用氟利昂作为热路工质。氟利昂的物性参数可通过REFPROP读取^[7],之后在AMESIM中构建物性模型。

2.2 消耗性热沉氨蒸发器模型

本文研究的是板翅式蒸发器,多片板翅翅片浸泡在氨溶液中,其中一片的结构形式如图2所示。

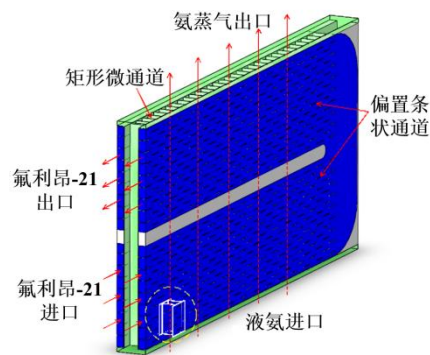


图2 氨蒸发器单翅片结构

Fig.2 Single fin structure of ammonia evaporator

单片板翅由外部偏置条形翅片和内部矩形翅片组成。其中,外部工作流体为高温单相氟利昂,在热控系统的主回路中流动。内部工作流体为氨的气液两相流。

氨蒸发器出口温度受诸多因素影响,主要因素包括:内外部翅片结构参数,氨侧饱和温度和沸腾换热系数;氟利昂侧进口温度、质量流量和对流换热系数。氟利昂侧的出口温度可以看做上述变量的函数。

$$T_{R21_outlet} = f(l, s, h, t, s_a, h_a, \delta_a, T_{R21_inlet}, \dot{m}_{R21_inlet}, T_{sat}, h_{am}, h_{R21}) \quad (1)$$

式中: l 、 s 、 h 、 t 分别是偏置条形翅片长度、间距、高度、厚度, m ; s_a 、 h_a 、 δ_a 分别是矩形翅片间距、高度、厚度, m ; T_{R21_inlet} 、 T_{R21_outlet} 分别是氟利昂-21 侧的进出口温度, K ; $\dot{m}_{R21_inlet}$ 为进口质量流率, kg/s ; T_{sat} 为氨侧的饱和温度, K ; h_{am} 为氨侧沸腾换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; h_{R21} 为氟利昂侧的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$ 。

对于指定的氨蒸发器结构参数, 可通过 CFD 仿真或实验研究确定, 氨蒸发器冷热两侧的换热系数如式 (2) 和式 (3) 所示:

$$h_{am} = f_1(T_{R21_inlet}, \dot{m}_{R21_inlet}, T_{sat}) \quad (2)$$

$$h_{R21} = f_2(T_{R21_inlet}, \dot{m}_{R21_inlet}, T_{sat}) \quad (3)$$

在本文中, 氨侧饱和温度固定为 $4^\circ C$ 。因此氟利昂侧出口温度可简化为入口质量流量和温度函数, 如式 (4) 所示:

$$T_{R21_outlet} = f_1(T_{R21_inlet}, \dot{m}_{R21_inlet}) \quad (4)$$

要求氟利昂侧的进口温度不高于 $30^\circ C$, 对应的出口温度不高于 $10^\circ C$ 。因此以氟利昂侧最大进口温度作为边界条件, 最大出口温度作为约束条件, 设计单片氨蒸发器的额定质量流量。经 CFD 仿真研究了氟利昂侧进口温度为 $30^\circ C$ 时, 单片蒸发器中氟利昂侧质量流量对出口温度的影响, 采用该值作为单片氨蒸发器的额定质量流量。在定性温度为 $20^\circ C$ 的物性参数下估算, 单片的最大排热功率为 $481.8W$ 。部分点的具体数值如表 1 所示。

表 1 单片氨蒸发器氟利昂侧数值表

Table 1 Numerical parameters of freon side in single-module ammonia evaporator

氟利昂侧 进口温度/ $^\circ C$	氟利昂侧 出口温度/ $^\circ C$	进出口温差 / $^\circ C$	排热功率 / W
4	4	0	0
5	4.18	0.82	19.56
10	5.21	4.79	114.25
15	6.30	8.70	207.50
20	7.42	12.58	300.05
25	8.58	16.42	391.63
30	9.81	20.19	481.80

结合信号库和热液库的元素可以对氨蒸发器进行集总参数建模, 集成为一个串入热控回路中的超级元件。接口变量包括: 氟利昂侧的进出口温度、瞬时排热量、液氨的瞬时氨消耗量和总氨消耗量以及氟利昂的质量流量。

$$m_{am} = \int_0^t \frac{Q}{L_{am}} dt \quad (5)$$

式中: L_{am} 为氨的汽化潜热, J/kg ; m_{am} 为液氨的总消耗量, kg ; t 为仿真时间, min 。

2.3 泵模型

本文采用定排量泵的理想模型, 与外界接口包括流体进口、流体出口和转速输入接口。泵在流体进出口接收温度和压力, 输出焓流率和质量流率; 在转速输入接口接收转速输出扭矩。

$$\dot{m} = displ \cdot speed \cdot \rho \quad (6)$$

式中: $\dot{m}$ 是泵的瞬时质量流量, kg/s ; $displ$ 是泵的排量, m^3/rev ; $speed$ 是驱动转速, rev/s ; ρ 是流体工质的密度, kg/m^3 。

因泵做功导致焓流率升高, 由式 (7) 和式 (8) 计算:

$$\dot{h}_{outlet} - \dot{h}_{inlet} = torque \cdot speed \quad (7)$$

$$torque = (p_{outlet} - p_{inlet}) \cdot displ \quad (8)$$

式中: $torque$ 是驱动力矩, N/m ; p_{inlet} 和 p_{outlet} 分别为泵的进出口压力, Pa ; $\dot{h}_{inlet}$ 和 $\dot{h}_{outlet}$ 分别为进出口的焓流率, $J/(kg \cdot s)$ 。

2.4 储液箱模型

本文采用可变液面高度的气体加压储液箱模型, 该模型有三个接口, 分别是流体进出口和温度输入接口。储液箱在流体进出口接收焓流率和质量流率, 输出温度和压力; 在温度输入接口接收温度输出换热量。

储液箱的出口压力如式 (9) 所示:

$$p_{outlet} = p_{inlet} + \frac{m_{liquid} \cdot g}{A} \quad (9)$$

式中: m_{liquid} 为储液箱中的流体质量, kg ; g 为重力常数, m/s^2 ; A 为储液箱截面积, m^2 。

储液箱中流体温度变化:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{d\dot{h}_{output} + d\dot{h}_{input}}{m_{liquid} \cdot c_p} - \frac{h \cdot (d\dot{m}_{output} + d\dot{m}_{input})}{m_{liquid} \cdot c_p} \quad (10)$$

式中: $\dot{h}_{input}$ 、 $\dot{h}_{output}$ 分别为进出口的焓流率, $J/(kg \cdot s)$; h 是流体工质的单位质量焓, J/kg ; $\dot{m}_{input}$ 、

$\dot{m}_{output}$ 分别为进出口的质量流率, kg/s; c_p 是流体工质的定压比热, J/(kg·K)。

2.5 止逆阀模型

设置止逆阀, 确保流体工质在泵和止逆阀间流动时压力均高于的饱和压力。

阀门的静态开度分数如式 (11) 和式 (12) 所示:

$$x_v = \frac{\Delta p}{p_{\max} - p_{crack}} \quad (11)$$

$$\Delta p = p_{inlet} - p_{outlet} - p_{crack} \quad (12)$$

式中: p_{inlet} 为入口压力; p_{outlet} 为出口压力; p_{crack} 为相对出口的开启压力; $p_{\max}$ 在回路中体积流量最大时取得的相对出口的最大压力, 上述变量的单位均为 Pa。

2.6 管路模型

本文采用“具有压缩效应和摩擦力的热液压管”为管路模型。该模型有流体进口和流体出口。管路在流体进口接收温度和压力, 输出焓流率和质量流率; 在流体出口接收焓流率和质量流率, 输出温度和压力。

管路的出口压力和温度的导数如式 (13) 和式 (14) 所示:

$$\frac{dp}{dt} = \beta_{eff} \left[\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \alpha \frac{dT}{dt} \right] \quad (13)$$

$$\beta_{eff} = \left(\frac{1}{\beta_{solid}} + \frac{1}{\beta_{liquid}} \right)^{-1} \quad (14)$$

式中: β_{solid} 和 β_{liquid} 为管路和流体工质的体积模量, β_{eff} 为二者的等效体积模量, Pa; ρ 为流体工质的密度, kg/m³; α 为流体工质的膨胀系数, K⁻¹。

$$V_{eff} = V_{pipe} \left(1 + \left(\frac{1}{\beta_{solid}} + \frac{1}{\beta_{liquid}} \right) \cdot (p - p_0) \right) \quad (15)$$

$$V_{pipe} = \pi D^2 L \quad (16)$$

式中: p 和 p_0 分别为管内压力和参考压力, Pa; D 为圆形截面管路的内径, m。

2.7 电子设备冷板模型

冷板通过导热与对流将电子设备热量排散至主动热控流体回路中, 对冷板模型建模时, 主要考虑换热量和压降。该模型有流体进出口和温度输入

接口。冷板在流体进出口接收焓流率和质量流率, 输出温度和压力。在温度输入接口接收壁面温度输出换热量。

(1) 对流换热

冷板与流体工质间的换热量可以由公式 (17) 计算, 对流换热系数由公式 (18) 计算。

$$Q_{cp} = h_{cp} \cdot A_{cp} \cdot (T_{cp}^{out} - T_{cp}^{in}) \quad (17)$$

$$h_{cp} = \frac{Nu_{cp} \cdot \lambda}{D_{cp}} \quad (18)$$

式中: Q_{cp} 为冷板与流体工质间的换热量, W; h_{cp} 为冷板内流道对流换热系数, W/(m²·K); A_{cp} 为有效换热面积, m²; T_{cp}^{out} 为冷板内流道出口温度, K; T_{cp}^{in} 为冷板内流道入口温度, K; Nu_{cp} 为综合努塞尔数; λ 为流体工质的导热系数系数, W/(m·K); D_{cp} 为冷板的水力直径, m。

由公式 (19) 计算综合努塞尔数^[8]。

$$Nu_{cp} = \sqrt[3]{Nu_{free}^3 + Nu_{forced}^3} \quad (19)$$

式中: Nu_{free} 为自然对流下的努塞尔数; Nu_{forced} 为强迫对流下的努塞尔数。

本文流动状态由 Re 数判定之后计算, 热回路流体处于湍流, 努塞尔数公式^[8]为:

$$Nu_{turb} = 0.027 Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (20)$$

$$Re = \frac{\dot{m} \cdot D_{cp}}{\mu \cdot A_{cross}} \quad (21)$$

式中: μ 和 μ_s 分别为流体工质在流体温度和壁面温度下的动力粘度, Pa·s; $\dot{m}$ 为流体工质的质量流率, kg/s; A_{cross} 为流道的有效截面积, m², 其中 $Re \geq 10000$ 、 $1 \leq Pr \leq 10$ 。

(2) 压降

冷板流道内流体工质的压差公式为^[9]:

$$\Delta P_{cp} = ff \frac{l_{cp}}{D_{cp}} \frac{\rho v^2}{2} + \rho g l_{cp} \sin \theta \quad (22)$$

式中: ff 为摩擦因子; θ 为通道与水平面夹角。在单相湍流流动过程中, 上式中 ff 仅与粗糙度相关^[10], 摩擦因子计算公式如式 (23) 所示:

$$ff_{turb} = C_{rou} \quad (23)$$

根据上述数学模型和计算公式构建氨蒸发器的仿真程序如图 3 所示。

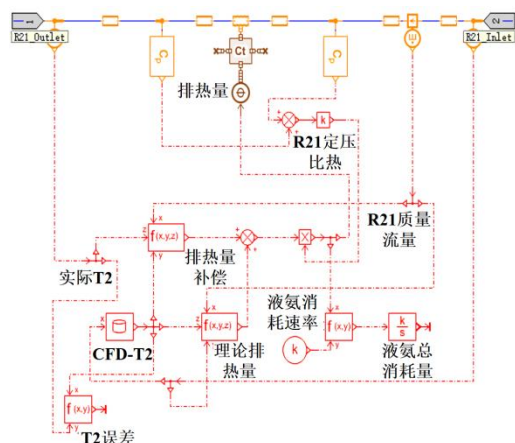


图 3 氨蒸发器仿真模型

Fig.3 Simulation model of ammonia evaporator

3 仿真结果与分析

3.1 返回阶段仿真参数设置

图 4 为航天飞行器返回时设备总热载荷随时间的变化曲线, 由图可知返回段持续时长 40min, 返回段共分为三个阶段: 过渡段、再入段、着陆段。图 5 展示了主动热控系统的仿真程序。

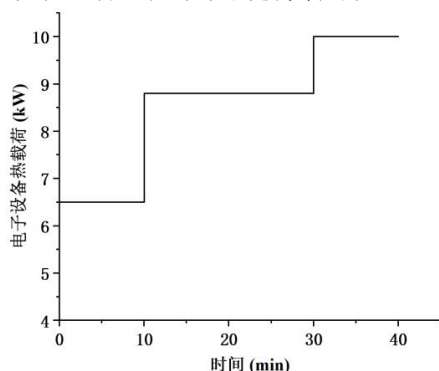


图 4 返回段设备总热载荷

Fig.4 Total thermal load of return section equipment

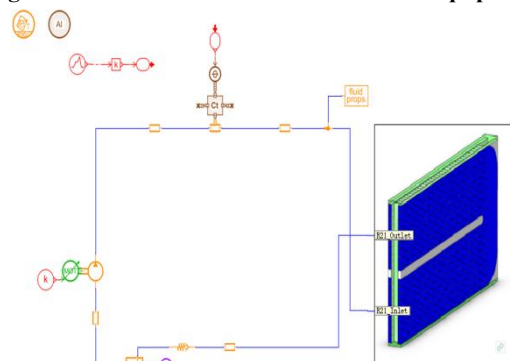


图 5 返回段主动热控系统的仿真程序

Fig.5 Simulation program of active thermal control system in return section

3.2 电子冷板氟利昂侧进出口温度

氟利昂侧进出口流量变化如图 6 所示, 流量变化是温度变化导致的。返回阶段开始时, 由于提前预冷, 该时间点温度最低, 此时氟利昂的质量流量为 0.493kg/s; 着陆段热载荷最大, 氟利昂对应质量流量为 0.489kg/s。过渡段对应质量流量在 0.489~0.491kg/s 之间。整个返回阶段, 氟利昂质量流量变化范围小于 0.003kg/s, 变化幅度百分比小于 1%。

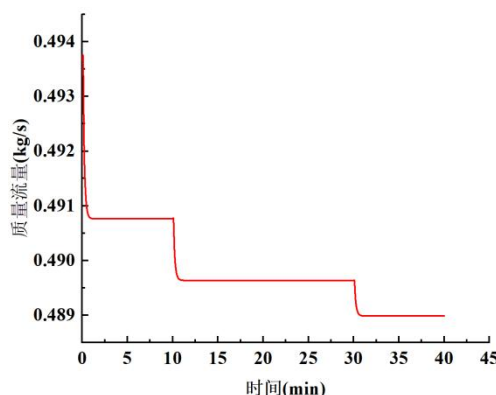


图 6 氟利昂侧质量流量变化曲线

Fig.6 Mass flow rate variation curve of Freon side

回路中氟利昂侧最低温度和最高温度响应曲线如图 7 所示, 在氟利昂侧, 过渡段最低和最高稳态温度分别为 7.6℃和 20.7℃, 再入段最低和最高稳态温度分别为 9.0℃和 26.7℃, 着陆段最低和最高稳态温度分别为 9.8℃和 29.9℃。可知消耗性热沉排热系统氟利昂侧出口最高温度小于 30℃, 最低温度小于 10℃, 满足系统要求。

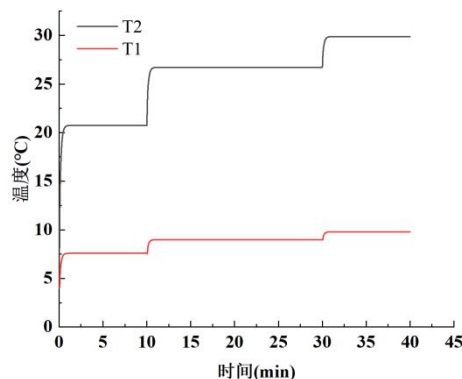


图 7 氟利昂侧最低和最高温度响应曲线

Fig.7 Minimum and maximum temperature response curves on the Freon side

3.3 氨蒸发器热侧换热功率

由图 8 可知, 返回段输入和输出热功率达到稳态时, 三个阶段功率峰值分别为 65%、88%和

100%。在各阶段切换初期热功率相较于输入冷板热功率存在明显滞后。氨蒸发器的排热功率相较于从冷板输入回路的热功率在各阶段切换初期也存在明显滞后。

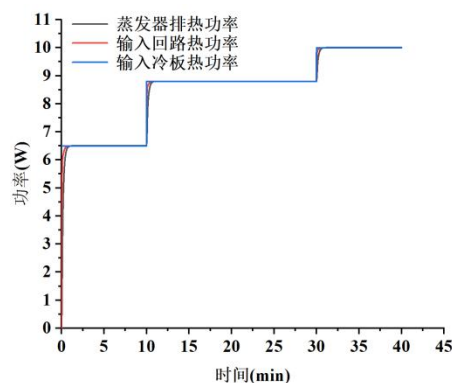


图 8 热控回路与外界换热功率

Fig.8 Heat exchange power between thermal control loop and ambient environment

3.4 液氨消耗量

由图 9 可知, 返回阶段共消耗液氨 16.33kg, 其中过渡段、再入段、着陆段分别消耗液氨 3.07kg、8.46kg、4.80kg, 消耗速率分别为 0.307kg/min、4.23kg/min、0.480kg/min。消耗速率的增加趋势与三个阶段热载荷的变化趋势相对应。

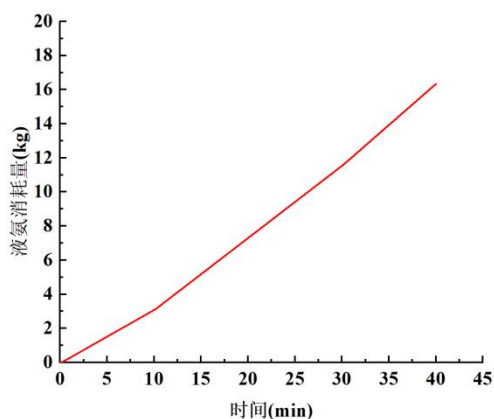


图 9 液氨消耗量变化曲线

Fig.9 Liquid ammonia consumption variation curve

预冷氟利昂对液氨消耗量的影响与氟利昂的总质量和预冷温度密切相关。不同预冷条件的等效液氨消耗量用式 (24) 计算:

$$m_{NH_3} = \frac{m_{R21} c_p \Delta T}{L_{NH_3}} \quad (24)$$

式中: m_{R21} 为回路中氟利昂总质量, kg; c_p 为氟利昂的定压比热, J/(kg·K); ΔT 为温度差值, K;

L_{NH_3} 为液氨的汽化潜热, L/kg。

表 2 为不同预冷条件下液氨节省量。结果表明, 返回前预冷最多可以节省约 1.866kg 液氨, 占返回阶段液氨总消耗量的 10.90%, 效果较为明显。若氟利昂总质量增加, 预冷效果进一步增强。

表 2 不同条件下的液氨节省量

Table 2 Liquid ammonia saving amounts under different conditions

参数	氟利昂质量/kg		
	40	60	80
预冷温度 /°C	20	0	0
	4	0.523	0.784
	0	0.648	0.971
	-5	0.801	1.202
	-10	0.952	1.428
	-15	1.100	1.649
	-20	1.244	1.866

4 结论

本文基于 AMESIM 构建以氨为消耗性热沉的排热性能仿真模型。研究了空天飞行器返回阶段中氨蒸发器的动态性能, 主要结论如下:

(1) 消耗性热沉氨具有良好的排热性能, 可以控制热侧的最高温小于 30℃, 对应的最低温小于 10℃, 满足热控系统的排热需求。

(2) 返回前通过辐射器的设计冗余进行热控系统的整体预冷是一种有效策略, 最多可以节省 1.866kg 液氨, 约占液氨总消耗量的 10.90%。

参考文献:

- [1] Ledyard J, Porter D, Wessen R. A market-based mechanism for allocating space shuttle secondary payload priority[J]. *Experimental Economics*, 2000,2: 173-195.
- [2] 马哈, 方芳, 陈强, 等. 空天飞行器热防护与热管理技术分析展望[J]. *空天技术*, 2023, (1): 98-106, 131.
- [3] Cai C, Feng H, Chen L, et al. Constructal design of a shell-and-tube evaporator with ammonia-water working fluid[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 135: 541-547.

(下转第 425 页)