

邮轮典型舱室空调系统动态负荷特性与温度响应的模拟仿真与实验研究

林润峰*, 孙浩维

上海理工大学环境与建筑学院, 上海

收稿日期: 2025年7月13日; 录用日期: 2025年8月5日; 发布日期: 2025年8月15日

摘要

分析了邮轮舱室的传热机理与邮轮舱室负荷变化, 根据进入室内和排出室外的热量来源和原理及能量守恒定律得出相应的传递函数。利用Simulink软件建立了舱室室温响应模型, 探究了改变航速、航向对于内、外区客舱室温的影响作用, 并根据实际邮轮的尺寸、设备、风管布置方案以及空调方案建立了与实船等比例的模拟舱室, 包括11个新建模拟舱室。通过实验验证了可通过改变模拟舱室中的模拟负荷发生器的设定负荷, 得到了与邮轮对应舱室较为吻合的响应特性, 验证了模拟舱室的室温响应模型的准确性。

关键词

模拟舱室, 室温响应模型, 模拟负荷发生器, 邮轮舱室, 负荷

Simulation and Experimental Research on the Dynamic Load Characteristics and Temperature Response of Typical Cabin Air Conditioning Systems on Cruise Ships

Runfeng Lin*, Haowei Sun

School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Jul. 13th, 2025; accepted: Aug. 5th, 2025; published: Aug. 15th, 2025

Abstract

The heat transfer mechanism of the cruise ship cabin and the load change of the cruise cabin were

*通讯作者。

文章引用: 林润峰, 孙浩维. 邮轮典型舱室空调系统动态负荷特性与温度响应的模拟仿真与实验研究[J]. 建模与仿真, 2025, 14(8): 157-172. DOI: 10.12677/mos.2025.148556

analyzed. The corresponding transfer function was derived based on the sources and principles of heat entering the room and being discharged outside the room and the law of energy conservation. Simulink software was used to establish the room temperature response model of the cabin, and the response to changing the ship speed was explored, the influence of heading on the room temperature of the interior and exterior cabins, and based on the size, equipment, air duct layout plan and air-conditioning plan of the actual cruise ship, a simulated cabin with the same proportion as the real ship was established, including 11 new simulated cabins. Through experiments, it was verified that by changing the set load of the simulated load generator in the simulated cabin, response characteristics that are consistent with the corresponding cabin of the cruise ship were obtained, verifying the accuracy of the room temperature response model of the simulated cabin.

Keywords

Simulated Cabin, Room Temperature Response Model, Simulated Load Generator, Cruise Ship Cabin, Load

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

大型邮轮的设计和建造难度远比普通船舶大, 这是因为大型邮轮的功能性不仅要满足其交通工具的基本属性, 更重要的是为乘客提供不亚于陆上旅游的海洋体验, 这就对邮轮舱室的设计与建造提出了更高的要求。舱室内的温度与湿度对乘客的身心健康和船员的工作效率及工作安全有很大影响, 因此良好的空气温湿度水平对邮轮航行中的生产和生活至关重要[1]-[8]。为了克服实际航行中无法进行测试实验的限制, 研究人员需要建立模拟舱室来研究邮轮空调系统。通过建立模拟舱室并引入负荷输出可调节的模拟负荷发生器, 采用传递函数和室温响应模型, 并通过真实实验数据核验数学模型, 可以更便捷地研究邮轮舱室的动态负荷变化。

有学者对于大型邮轮舱室动态与静态负荷计算进行了大量研究。由成良[9]等探讨了在船舶环境中应用变风量空调系统的必要性与可行性, 并建议使用动态负荷算法替代静态负荷算法。徐赛凤[10]借助 Matlab/Simulink 平台, 针对海洋航线上的典型舱室, 构建了船舶空调系统的舱室模型; 通过采用变风量空调系统和变水量空调系统, 对负荷变化规律进行了分析; 研究结果显示, 在不同的航区, 负荷会频繁波动, 同时, 在不同航区的不同时刻, 负荷也呈现出显著差异。刘雨梦[11]等提出邮轮应根据不同功能需求划分为旅客居住区、船员居住区、公共区域等不同区域, 各区域对空气调节有不同要求。王淼[12]等以我国航线上的某些海域作为外部干扰条件, 构建了舱室模型, 研究了影响船舶负荷动态变化的主要因素, 结果显示: 航向角对负荷变化的影响较大, 由于我国大部分航区位于北半球, 因此船舶航向越偏离北方, 船舶的冷负荷增长越快; 此外, 由于船舶的室外气象条件随航行而改变, 因此在计算船舶负荷时不能忽略室外气象条件的动态变化。陈立博[13]分析了室内温度的影响因素, 建立了太阳辐射强度和外围护结构热传导模型, 探讨了不同围护结构下的温度分布和热惰性, 并验证了墙体内表面温度与室外空气综合温度关系的准确性, 为房间动态负荷研究提供了参考。Lei[14]等介绍了一种用于 VAV 系统多区域室内温度和湿度动态预测控制模型, 能实时预测和控制这些参数, 为房间空调的动态特性研究提供了新的思路。祝健[15]等对同一栋建筑在相同工况下使用不同负荷计算软件进行负荷分析, 由于不同软件使用的负荷计算方法不同(冷负荷系数法、谐波反应法、热平衡法等), 导致冷负荷计算结果

有所不同。

目前关于远洋航行船舶舱室负荷计算的现有研究大部分还停留在采用传递函数法研究单个输入对于室温的影响, 对于其中具体的数学建模等尚处于分析阶段。且大部分针对船舶舱室空调负荷的研究由于实验条件的限制, 研究人员无法切实地跟随大型船舶根据实验计划来验证研究结果, 只是停留在理论研究上, 或者只是针对某些小型舱室搭建陆上舱室进行验证。故本文建立了邮轮舱室动态模型, 并通过陆上实验台进行验证, 为研究邮轮负荷模型提供参考。

2. 邮轮舱室负荷变化分析

本邮轮中不同类型的舱室, 由于其用途不同, 室内负荷的组成、数值也有所不同, 不同航向、不同航速对于室内负荷数值的变化同样有影响。改变室内设计温度会影响舱室瞬态负荷, 伴随着太阳辐射度在一天中随着时间、海域的变化, 会进一步影响通过舱室墙壁传到室内的负荷和外区中的外窗负荷。

在邮轮的实际航行过程中, 由于太阳对于邮轮外壁面的长时间照射, 太阳直射辐射和散射辐射会逐渐使舱室壁面温度升高, 同时影响壁面附近的空气温度。因此在实际工程设计中, 应采用室外空气综合温度来简化传热计算并提高结果准确性[16]。

$$t_m = \frac{\varepsilon I}{\alpha + K} + t_w \quad (1)$$

式中 t_m 为室外空气综合温度, $^{\circ}\text{C}$; ε 为表面吸收比, 取 0.4; I 为太阳总辐射强度, W/m^2 , $I = I_g$ (水平面上太阳总辐射强度, W/m^2) 或 $I = I_H$ (垂直面上太阳总辐射强度, W/m^2); α 为舱外空气与舱壁的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; K 为船舶围护结构的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; t_w 为舱外设计温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

本文使用 NOAA (美国国家海洋和大气管理局) 官网天气参数数据作为数据来源[17]。根据 NOAA 气象地图中的数据代入式(1)得到图 1, 分析得渤海夏季数据表明, 舱顶综合温度峰值 47.79°C (12:00), 东南舱壁峰值 44.95°C (15:00)。

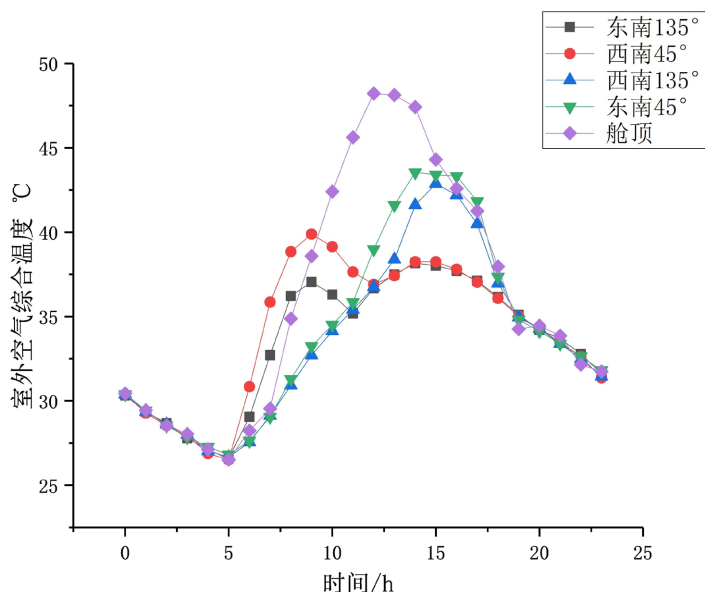


Figure 1. Comprehensive outdoor air temperature of the restaurant at different headings

图 1. 不同航向时餐厅室外空气综合温度

根据以上结果继续推理计算, 可得到不同舱室、不同航向的全天负荷变化情况, 结果如图 2 所示。

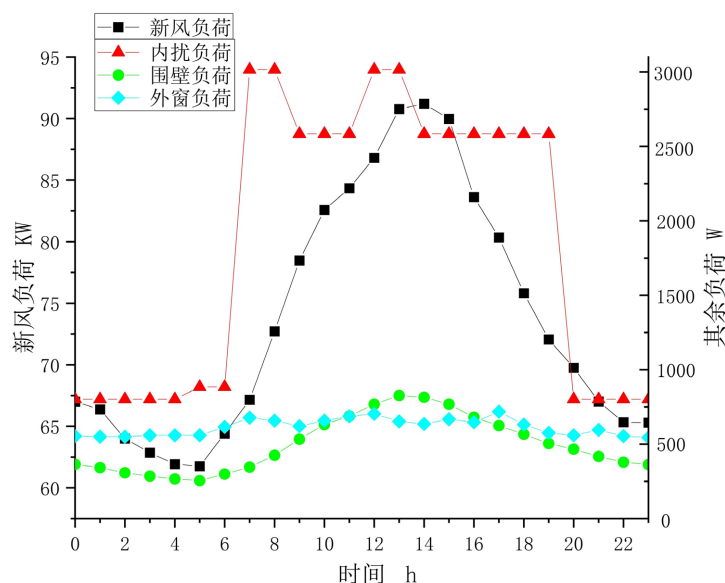


Figure 2. The restaurant faces south and experiences variations in load throughout the day

图 2. 餐厅南向全天各负荷变化

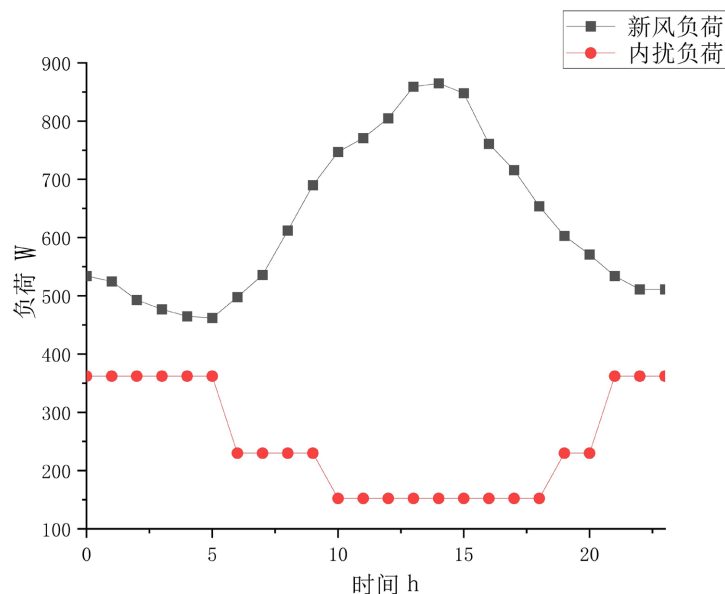


Figure 3. Internal cabin south-facing load variation diagram throughout the day

图 3. 内区客舱南向全天各负荷变化

分析图 2 可知, 对于餐厅而言, 占比最大的是新风负荷, 其在一天中的波动也是比较剧烈的, 结合室外空气综合温度变化图可知, 由于室外空气综合温度在 24 h 内的变化而导致新风负荷同样呈现周期性变化。对于其余负荷, 主要有以下影响因素: (1) 船速使得室外空气综合温度发生改变, 改变了舱壁的边界换热条件, 进一步影响了外围护结构的换热效果; (2) 在 08:00、12:00 等餐厅人员大量聚集的时间段内造成了内扰负荷急剧增加; (3) 太阳辐射的波动。结合全部数据可发现, 15:00 左右餐厅的总冷负荷达到最大值。

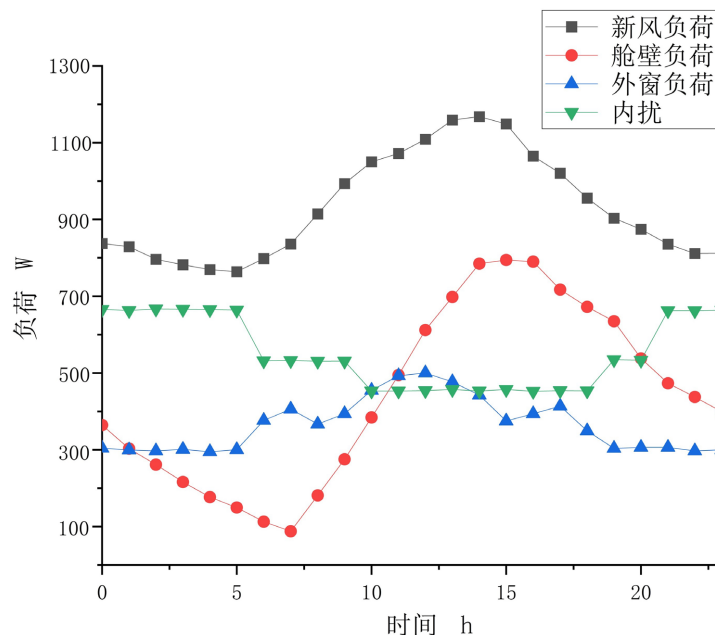


Figure 4. South-facing all-day load variation diagram of the outer cabin

图 4. 外区客舱南向全天各负荷变化

分析图 3、图 4 可知：新风负荷始终占据总负荷中的主体地位；对于内区客舱而言，如果只考虑内扰负荷与新风负荷，则总负荷在 15:00 左右达到最大值；对于外区客舱，要额外考虑舱壁负荷和外窗负荷，总负荷在 15:00 左右达到最大值，即使此时不是太阳辐射最强的时间，但由于舱室舱壁的热惰性(考虑到玻璃窗的蓄热能力较差，故忽略)导致此处的延迟现象。

3. 建立室温动态响应模型

以上一章为基础，通过研究舱室的物理传热机理，建立关于实际舱室的热平衡方程并推导出相应的传递函数，通过 Simulink 软件进行建模仿真，推导邮轮舱室温度动态响应模型，并进一步建立多输入、单输出状态空间模型。

3.1. 模拟舱室模型

分析室内与室外的热量来源，并根据能量守恒定律可知，当室内外热量达到平衡时，室内温度达到一个平衡值。室内温度还会受到室外太阳辐射、室内热源(即室内人员和设备等组成的内热源)及室内通过空调送风、排风设备所带走的热量。当室内设计温度发生变化时，还应考虑室内外温差增大所导致的瞬时负荷值增大，同时考虑不同室内温度下空气蓄热能力对温度变化的影响。

空气蓄热量变化方程如下：

$$\frac{dU}{dt} = Q_r - Q_c \quad (2)$$

分析具体进入和流出房间的热量可知：

$$Q_r = Q_1 + Q_2 = nc_v V_s t_r + Q_2 \quad (3)$$

$$Q_c = Q_{\text{回}} + Q_q = nc_v V_h t_t + Q_q \quad (4)$$

式中 Q_r 为进入房间的热量，W； Q_c 为流出房间的热量，W； Q_1 为送风空气带入的显热，W； n 为换气次

数, s^{-1} ; c_v 为空气比定容比热容, $J/(m^3 \cdot ^\circ C)$; V_s 为送风量, m^3/s ; t_r 为送风温度, $^\circ C$; Q_2 为内扰热量即模拟负荷发生器产生的热量, W ; $Q_{\square}$ 为回风空气带出的显热, W ; Q_q 为经由围护结构传入室内的热量(当室外温度高于室内即热量由室外传入室内时, Q_q 为正值; 反之则为负值), W ; V_h 为回风量, m^3/s ; t_i 为舱室内温度, $^\circ C$ 。

将内能定义式 $U = c_v V t_i$ 及式(3)式(4)带入式(2), 可得:

$$c_v V \frac{dt_i}{dt} = (nc_v V_s t_r + Q_2) - (nc_v V_h t_i + Q_q) \quad (5)$$

式中 V 为模拟舱室体积, m^3 ; t_i 为舱室内温度, $^\circ C$ 。

为简化模型, 假设送风量与排风量相等且等于模拟舱室体积: $V_s = V_h = V$ (维持舱室压力平衡)。代入得:

$$c_v V \frac{dt_i}{dt} = (nc_v V t_r + Q_2) - nc_v V t_i - Q_q \quad (6)$$

对围护结构进行传热分析:

$$Q_q = \alpha A (t_i - t_s) \quad (\text{当仅考虑稳态传热时}) \quad (7)$$

式中 α 为舱外空气与围护结构的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; A 为围护结构的面积, m^2 ; t_s 为室外温度, $^\circ C$ 。

将式(7)代入式(6)并整理得:

$$c_v V \frac{dt_i}{d\tau} + (nc_v V + \alpha A) t_i = nc_v V t_r + Q_2 + \alpha A t_s \quad (8)$$

现在考虑围护结构的动态热过程(非稳态)。围护结构的定压热容量导致其表面温度变化:

$$C_p \frac{d\theta_q}{dt} = \alpha A (t_i - \theta_q) - kA (\theta_q - t_s) \quad (9)$$

式中 C_p 为围护结构的定压热容量, $J/^\circ C$; θ_q 为围护结构表面温度, $^\circ C$; k 为围护结构的导热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

联立式(8)和式(9), 得到关于室内温度 t_i 的二阶微分方程:

$$\begin{aligned} & \frac{c_p c_v V}{\alpha A} \frac{d^2 t_i}{d\tau^2} + \left(C_p + c_v V + \frac{nc_v V C_p}{\alpha A} \right) \frac{dt_i}{d\tau} + (nc_v V + kA) t_i \\ & = kA t_s + \left(1 + \frac{k}{\alpha} \right) [Q_2 + nc_v V t_r] \end{aligned} \quad (10)$$

从上述分析可以得出, 模拟舱室的模型中考虑到了两个热容——室内空气和舱室外围护结构, 将其简化为传递函数形式:

$$\begin{aligned} t_i(s) = & \frac{D}{A_1 s^2 + A_2 s + A_3} t_s(s) + \frac{E}{A_1 s^2 + A_2 s + A_3} Q_2(s) \\ & + \frac{F}{A_1 s^2 + A_2 s + A_3} t_r(s) \end{aligned} \quad (11)$$

式中 s 为拉普拉斯变换的复变量, 定义为: $S = \sigma + j\omega$ 其中: σ 是实部(控制指数衰减/增长), ω 是虚部(角频率, 控制振荡); A_1 、 A_2 、 A_3 为放大系数; D 、 E 、 F 均为时间常数, 总结如下表 1。

Table 1. System resulting data of standard experiment
表 1. 标准试验系统结果数据

系数	表达式
A_1	$\frac{C_p c_v V}{\alpha A}$
A_2	$C_p + c_v V + \frac{nc_v V C_p}{\alpha A}$
A_3	$nc_v V + kA$
D	kA
E	$1 + \frac{k}{\alpha}$
F	$\left(1 + \frac{k}{\alpha}\right)(nc_v V)$

进一步考虑到系统延迟反应[18], 模拟负荷发生器的传递函数可表示为:

$$G_1(s) = \frac{Ee^{-\tau_1 s}}{A_1 s^2 + A_2 s + A_3} \quad (12)$$

围壁传热的传递函数可表示为:

$$G_2(s) = \frac{De^{-\tau_1 s}}{A_1 s^2 + A_2 s + A_3} \quad (13)$$

送风温度与舱室内空气温度变化的传递函数可表示为:

$$G_3(s) = \frac{Fe^{-\tau_1 s}}{A_1 s^2 + A_2 s + A_3} \quad (14)$$

模拟舱室模型如图 5 所示。

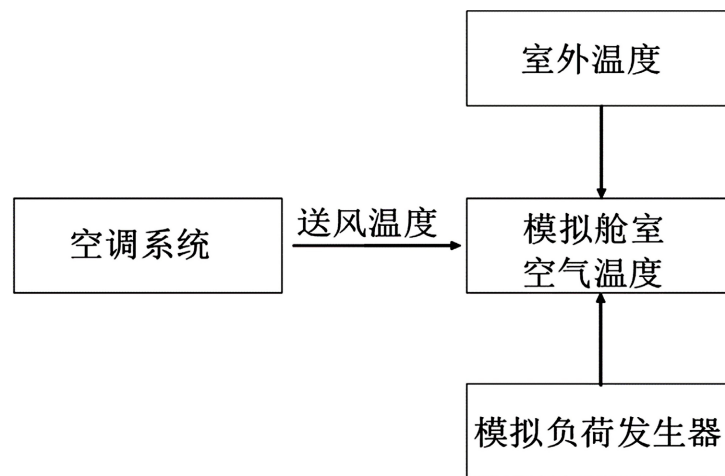


Figure 5. Schematic diagram of the simulation chamber model
图 5. 模拟舱室模型原理图

3.2. 实际舱室模型

根据典型舱室的舱室特性分析其负荷的影响因素, 建立 Simulink 模型, 如图 6 所示。

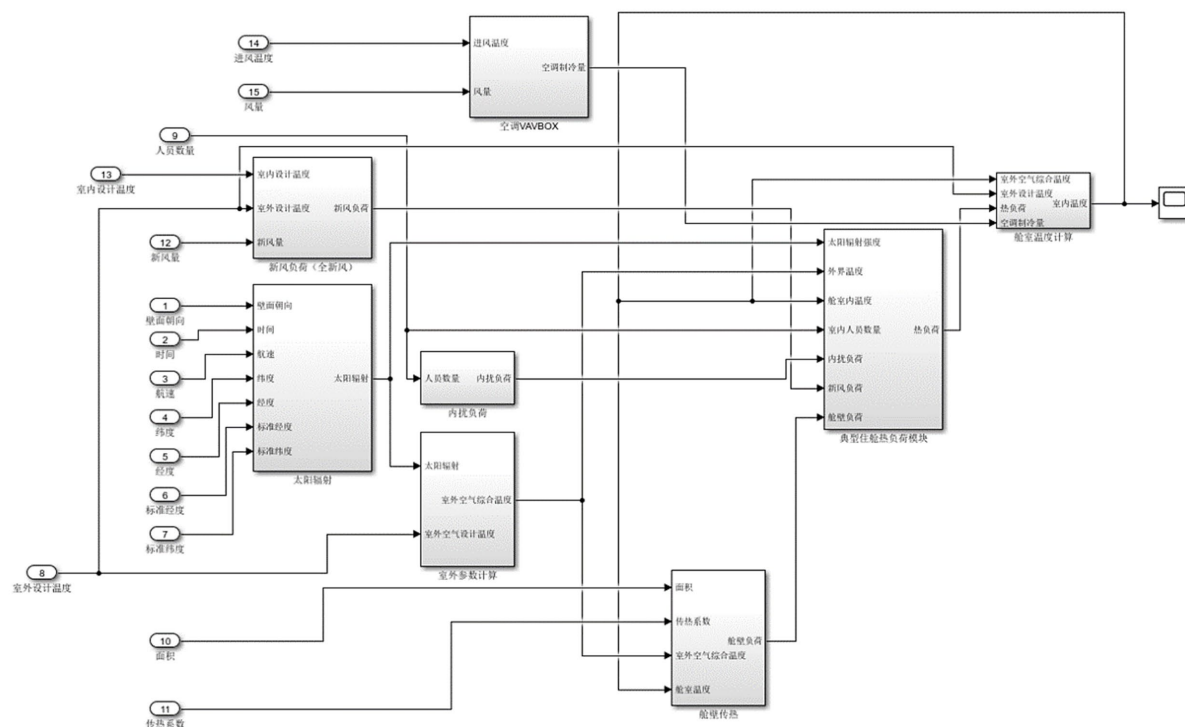


Figure 6. Actual cabin model (external passenger cabin)

图 6. 实际舱室模型(外区客舱)

根据内区中的典型船员舱的舱室特性分析其负荷的影响因素, 建立 Simulink 模型如图 7 所示。

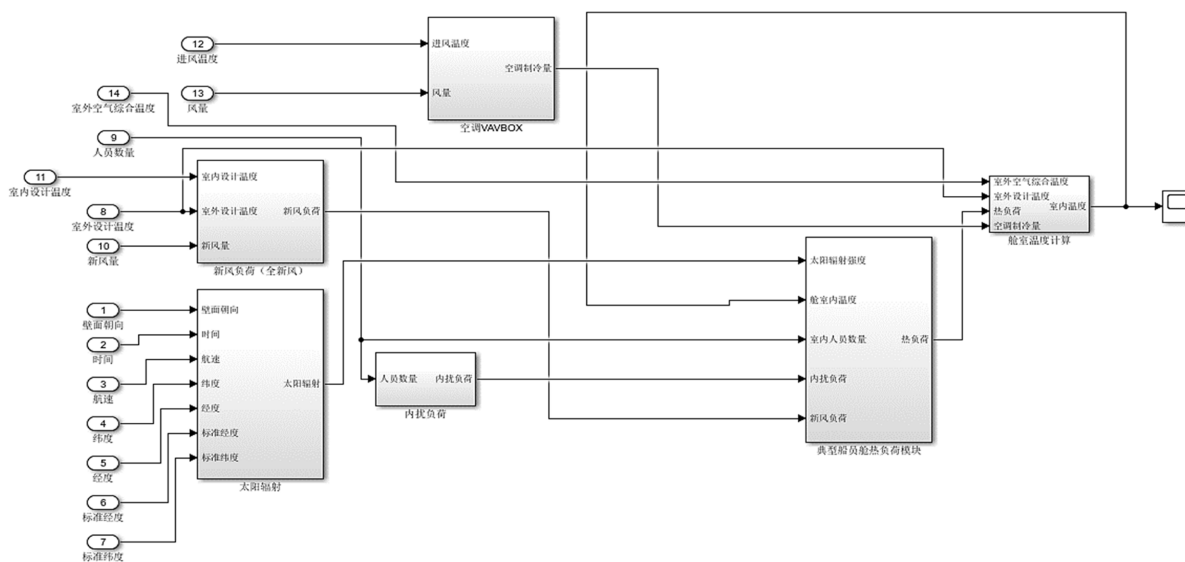


Figure 7. Actual cabin model (internal zone passenger cabin)

图 7. 实际舱室模型(内区客舱)

3.3. 外部干扰因素对实际舱室动态负荷的影响

前文使用 Simulink 软件建立了关于实际舱室的模型, 当航向和航速作为外部干扰因素发生变化时, 会对舱室内负荷形成影响, 同时由于不同邮轮舱室特性不同, 最终会形成不同的负荷特性。接下来针对

不同因素对负荷动态特性造成的影响进行分析。

3.3.1. 航向变化对邮轮舱室负荷的影响

对于外区舱室而言, 当邮轮的航向在邮轮行驶过程中突然发生变化, 舱顶的太阳辐射没有发生明显变化, 但是舱壁和窗户的太阳照射角度却发生了变化, 不同朝向的垂直外壁在同一时刻接受到的太阳辐度是不同的, 这会进一步影响室外空气综合温度。

下文以邮轮在渤海湾海域按照固定航向行驶为例, 当航向由正南突然转变为正东, 选取 08:00 作为航向改变时间, 外区、内区客舱的负荷响应变化特性如图 8 所示。

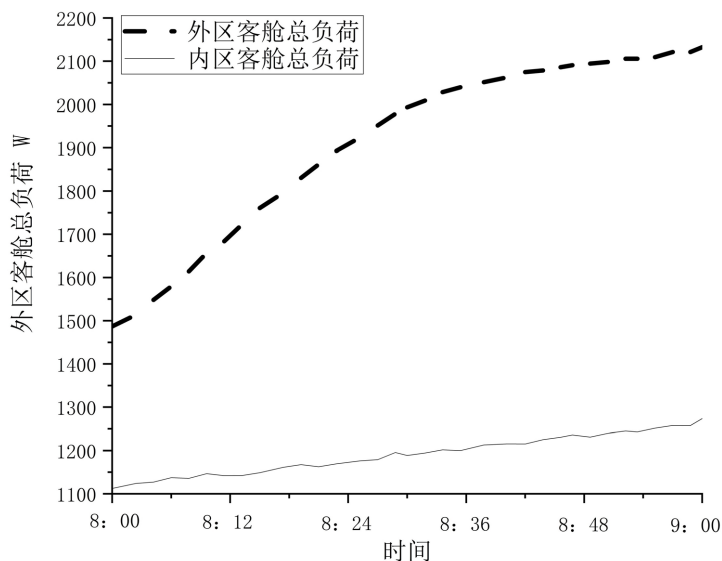


Figure 8. The response of the loads in different compartment zones to changes in heading

图 8. 不同分区舱室的负荷对于航向变化的响应

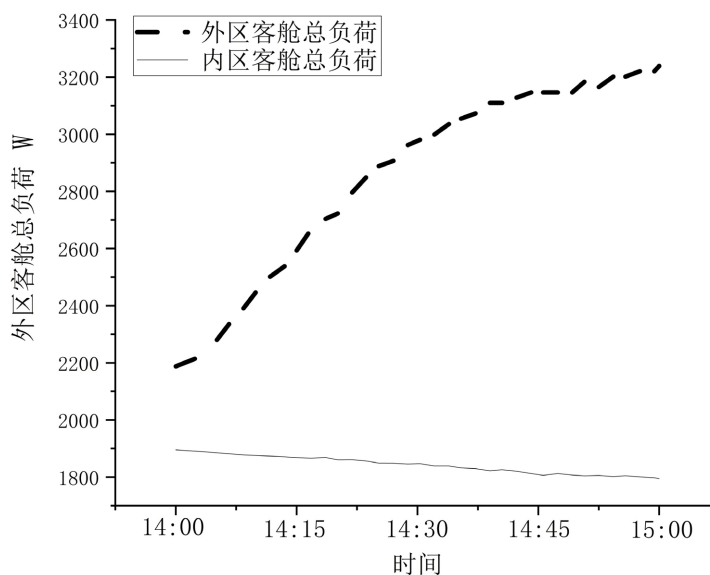


Figure 9. The response of different compartment loads to changes in speed

图 9. 不同分区舱室的负荷对于航速变化的响应

从图 8 可以看出: 在 08:00 左右航向由正南转向正东时, 太阳辐射增强, 有直接与大气环境接触的外围护结构的外区客舱的总负荷增大, 最后增大 625.37 W; 但是对于内区客舱(左右皆为空调房间)而言, 改变航向对客舱负荷影响不大。

3.3.2. 航速变化对邮轮负荷造成的影响

对于外区舱室而言, 在邮轮行驶过程中航速突然发生变化时, 会加强客舱外围护结构表面的对流换热效果, 从而影响围护结构的负荷, 由于外窗负荷主要是由太阳辐射热通过外窗传入舱室内造成的, 因此航速对于外窗负荷的影响应该远小于对于舱壁负荷的影响。

考虑到邮轮的娱乐属性, 其一般会在某特定海域时停时走, 不会有太高的航速, 大致为 35~50 km/h (约合 9.72~13.88 m/s)。下文以邮轮在渤海湾海域按照固定航向由低速起步阶段转为中速巡航阶段为例, 航速突然由 2 m/s 变为 9 m/s, 选取 14:00 作为航速改变时间, 外区、内区客舱的负荷响应变化特性如图 9 所示。

从图 9 可以看出: 航速由低速转为中速, 加强了邮轮外区客舱围护结构附近的对流换热系数, 从而达到强化换热的效果, 加大了室外热量向舱内的传递, 舱内总负荷增大; 而对于内区来说, 航速变化则几乎不影响室内负荷的变化趋势。

4. 动态模型验证

4.1. 实验系统搭建

为了验证上述模拟舱室的可靠性, 在陆地上搭建与实船 1:1 比例的模拟舱室进行实验验证。

实验系统包括空调水系统、空调箱、模拟舱室、送风末端及采集控制系统。其中模拟舱室根据所模拟的实际工况分为 4 种典型舱室: 典型客房区域、典型厨房区域、典型服务区域及典型公共区域。每种典型舱室包含新风送风口、负荷模拟器及风量调节阀等设备。

空调系统陆上联调实验台架包括 11 个新建模拟舱室, 其中用于住舱空调实验系统的模拟舱室 9 个, 厨房空调实验系统的模拟舱室 1 个, 餐厅空调实验系统的模拟舱室 1 个。11 个新建模拟舱室设置在上海船舶集团热工环境制造中心的仓库内, 占地面积约为 253 m², 长度为 22 m 左右, 宽度为 11.5 m 左右。模拟舱室分为上下 2 层, 上层为餐厅空调系统模拟舱室, 下层为住舱和厨房空调系统模拟舱室。实验台架另外包括 2 套 50 kW 负荷模拟器, 模拟器能够自动设定所需负荷。

4.2. 采集系统搭建与装置验收

4.2.1. 采集/控制系统

实验人员通过使用 LabVIEW 软件, 根据邮轮在不同海域、不同朝向等因素所组成的不同工况, 在软件控制端设置不同的模拟负荷和相对湿度, 同时通过软件采集端采集舱室内环境实时参数和设备运行状态。

采集端软件分为左侧通讯部分和右侧数据监视/控制部分, 操作人员可以在左侧根据试验工况开启实验所需设备, 同时关闭部分空闲设备以降低数据传输过程中丢失数据的可能性。操作人员可以在右侧列表中查看对应的数据, 双击对应数据并写入修改参数可以向设备发送命令(例如修改设定温度为 25℃)。测试人员如果在测试过程中发现设备或数据异常, 可以在左侧“Statue”栏查看各设备实时连接状态, 实现快速精准定位故障设备, 大大提高检修进度与实验效率。

控制端软件分为三部分, 分别为房间内实时参数(包括房间温度与模拟负荷等)部分, 实验人员可以从“库房”切换不同舱室; 系统原理图部分, 包括送排风系统与模拟负荷系统, 图中会列出系统中的部分

关键参数, 实验人员可以从“系统”切换不同舱室的原理图; 舱室与设备的参数表部分, 数据名称左侧如果带有蓝色图标, 代表此项数据支持手动远程修改(例如设定送风温度), 测试人员可以通过“数据”切换不同数据。

确定工况温度等数据后, 点击“记录”, 软件开始每间隔 10s 记录一次数据, 软件下方可以看到已记录的数据组数。

4.2.2. 温度、湿度测量装置

温湿度测量仪器采用 E + E 传感器(EEL160-MIT2A6SBL-10SBH50), 温度量程 $-10\sim 50^{\circ}\text{C}$, 相对湿度量程 $0\sim 100\%$ 。为了测量舱室负荷模拟设备的进风、出风处的温度, 需要采用测量范围为 $-50\sim 90^{\circ}\text{C}$ 的 NTC 热敏电阻温度传感器, 精度为 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$, 其电阻值会随着温度的升高而降低。

为了保证测量的精确度, 使用前将 NTC 热敏电阻放置在恒温水浴中进行标定; NTC 热敏电阻在安装时应紧贴进出风管道, 其接触缝隙处填充硅胶以加强导热, 并在安装位置贴保温棉, 减小测量误差。

4.2.3. 实验装置验收测试

首先是舱室温度模拟负荷发生装置验收实验: 验收时, 将待验收舱室水阀全部打开, 等到室内温度稳定一段时间之后, 手动测试负荷发生器的风量和进出风温湿度, 记录并与测试系统计算的负荷发生器负荷相比较, 对比结果并分析数据, 如图 10 所示。

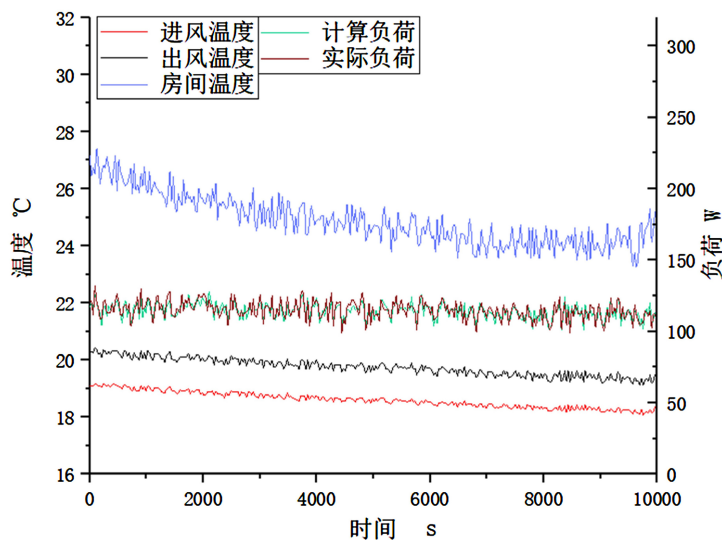


Figure 10. Temperature load simulator test curve graph

图 10. 温度负荷模拟器测试曲线图

将房间内的水阀手动打开, 等待房间温度稳定之后, 根据房间模拟负荷进风温度和出风温度, 手动计算可发现实际负荷和计算负荷误差大致在 5% 范围内, 其误差原因大致是因为手动采集温湿度的测点与系统自动采集温湿度的测点有些许的不同, 而且采集系统的温湿度探头采取多点取平均数的做法更接近真实数值。从测试结果来看, 模拟负荷发生器可以满足实验要求。

之后是舱室新风负荷模拟发生装置验收实验: 首先设定新风模拟的需要温度和湿度, 经过一段时间后再与实际所测温度、湿度进行比较, 对比结果是否能够达到设定的温度和湿度, 如图 11 所示。

从图 11 可以发现将温度设为 13.5°C 后, 新风模拟负荷发生器及时动作, 大概在 1500 S 内将新风送风温度控制在设定值左右, 符合设计需要, 可以满足接下来的实验要求。

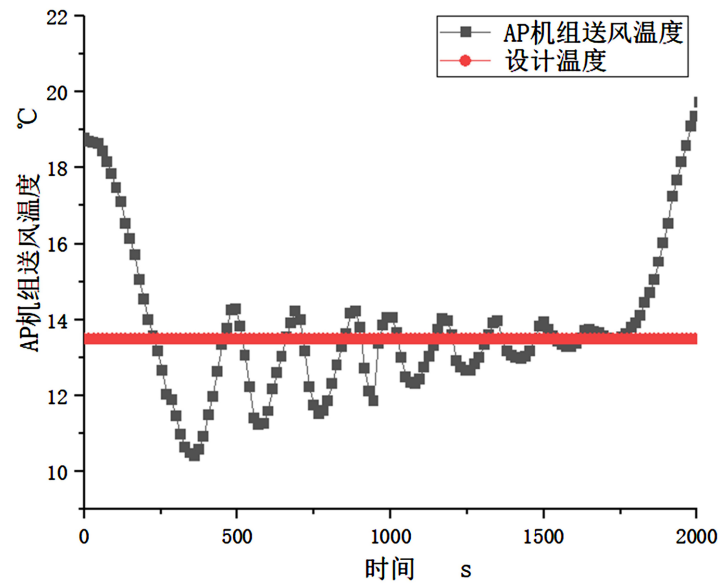


Figure 11. Temperature load simulator test curve graph
图 11. 温度负荷模拟器测试曲线图

4.3. 实验验证与结果分析

4.3.1. 基于固定负荷阶跃响应的传递函数辨识

为建立符合实际的数学模型, 通过对输入量的控制确定系统输出量的波动变化情况。本实验中, 模拟负荷发生器的设定负荷作为输入量, 而模拟舱室的温度则作为输出量。根据固定设定负荷时模拟舱室内温度的阶跃响应曲线, 从而可以辨识得到舱室的传递函数。

在实验开始前确保系统控制对象(舱室温度)处于较稳定的状态, 避免外界的其他扰动, 设定负荷发生器的设定负荷为 100 W, 保持不变, 采集模拟舱室的温度数据, 进行线性处理后, 得到外区客舱的温度变化曲线。

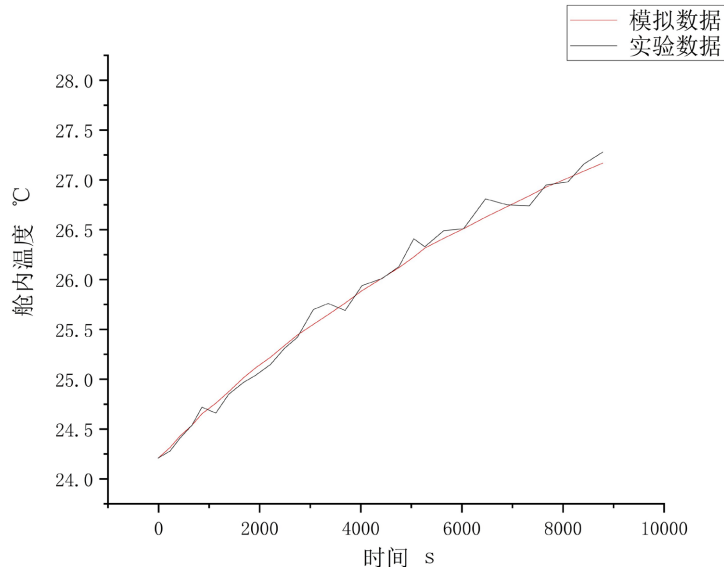


Figure 12. Model identification
图 12. 模型辨识

通过实验测得控制对象的响应曲线, 可以从响应曲线上求出传递函数的各个参数, 使用 Matlab 系统模型辨识工具箱进行模型辨识。本文通过编制程序, 将采样数据按照 Matlab 需要的格式从数据库导出到辨识数据文件中。系统辨识结果与实验结果的对比如图 12 所示。

4.3.2. 改变航速对舱室温度的影响

将改变航速作为阶跃输入, 对比实际舱室和模拟舱室的室温对于外扰因素的响应是否大概一致, 结果如图 13、图 14 所示。

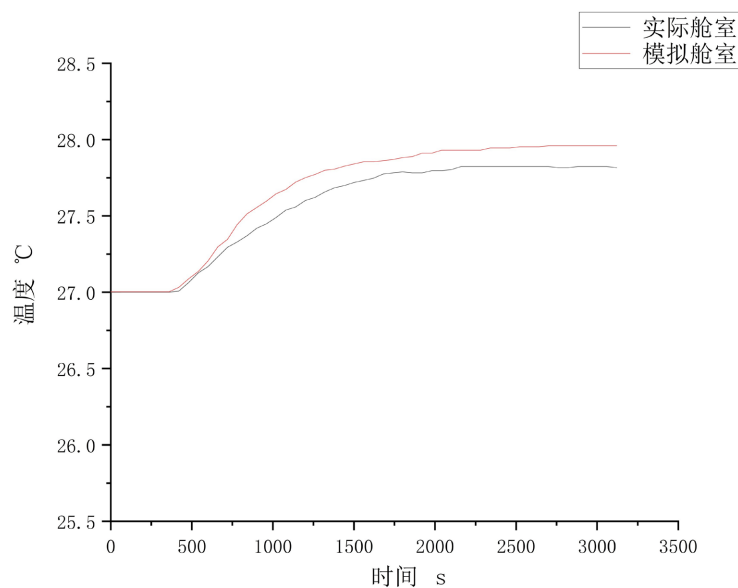


Figure 13. The impact of changing the sailing speed on the temperature of the external passenger cabin.

图 13. 改变航速对外区客舱舱室温度的影响

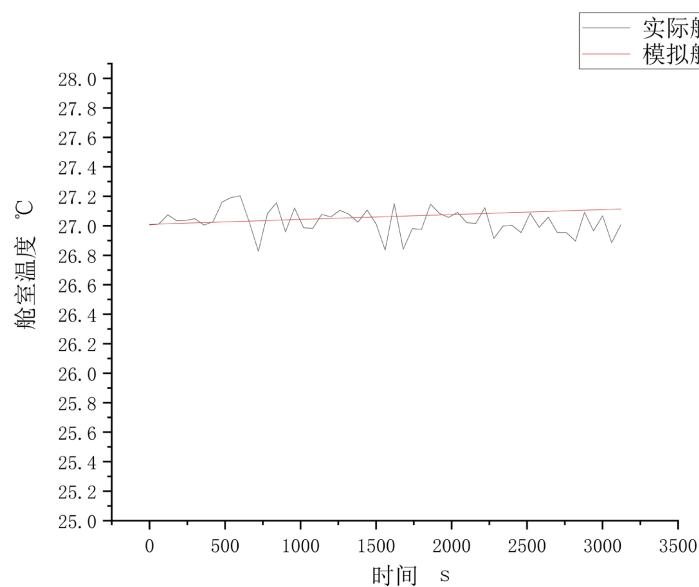


Figure 14. The impact of changing the sailing speed on the temperature of the inner cabin compartments.

图 14. 改变航速对内区客舱舱室温度的影响

分析图 13 可知, 外区客舱舱室初始温度为 27°C , 负荷发生器开启运行后, 模拟舱室温度上升阶段与实际舱室的上升速率基本一致, 在 1800 s 左右达到与实际舱室相接近的终值稳定值, 两者存在 0.12°C 左右的误差。探究造成此误差的原因, 是由于实际的邮轮舱室为了提高旅客的体验往往会使用具有更大热容的建筑材料, 使得在从舱室外部向内部的传热过程中, 会比模拟舱室的建筑材料吸收更多的热量, 造成实际情况下的终值稳定值稍低。并且在实际航行过程中, 邮轮由慢速航行到快速航行存在一定的调整过程, 使得外区客舱的外表面传热系数从低到高缓慢增大会产生一定的响应时间, 造成实际情况下外区客舱的变化稍慢。但最终两者室温终值稳定值的相对误差为 0.43% (在 5% 以内), 可以忽略不计。

分析图 14 可知, 内区客舱舱室初始温度为 27°C , 负荷发生器开启运行后, 模拟舱室温度从 27.0°C ~ 27.1°C 保持匀速上升, 实际舱室温度在 26.8°C ~ 27.2°C 区间内波动, 二者在扰动响应趋势上完全满足邮轮空调系统动态特性研究的精度需求。且由于改变航速主要影响外围护结构的对流换热系数, 进而影响经由外围护结构传入室内的热量, 所以短时间内航速对于内区舱室温度的影响较小。

4.3.3. 改变航向对舱室温度的影响

图 15、图 16 分别显示了改变航向对外区和内区客舱舱室温度的影响。分析图 15 可知, 外区客舱舱室初始温度为 26.16°C , 负荷发生器开启运行后, 温度上升阶段与实际舱室的上升速率基本一致, 在 2500 s 左右达到与实际舱室相接近的终值稳定值, 两者存在 0.07°C 左右的误差。探究造成此误差的原因, 是由于实际舱室在改变航向后太阳辐射角度发生改变(从阴面转向阳面)会使得外区舱室的辐射得热量快速增大。但两者室温的终值稳定值的相对误差为 0.22% (在 5% 以内), 可以忽略不计。

分析图 16 可知, 内区客舱舱室初始温度为 26.16°C , 负荷发生器开启运行后, 模拟舱室温度从 26.16°C ~ 26.20°C 保持匀速上升, 实际舱室温度在 26.05°C ~ 26.30°C 区间内波动, 二者在扰动响应趋势上完全满足邮轮空调系统动态特性研究的精度需求。且改变航向对于内区客舱舱室温度的影响较小, 实际舱室的室温波动基本在 0.3°C 以内。分析原因, 是由于内区舱室无外围护结构, 故改变航向无法在短时间内对舱室温度造成太大的影响。

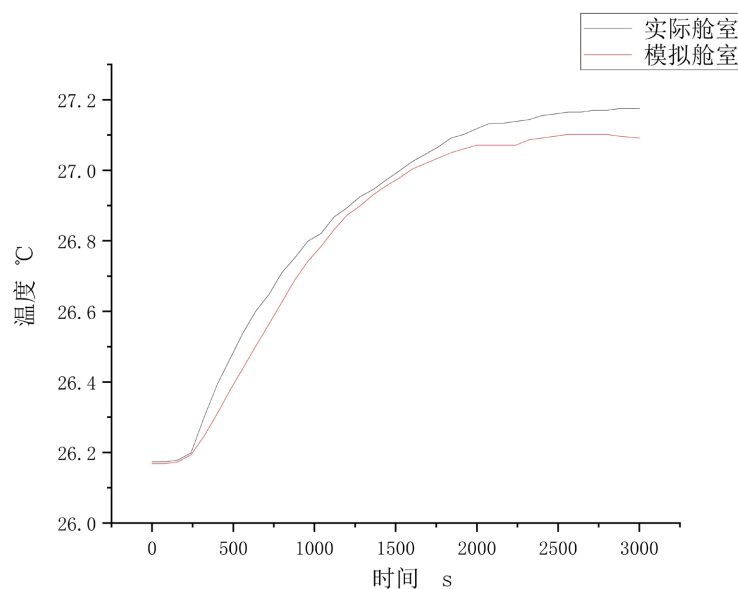


Figure 15. The impact of changing the course on the temperature of the external passenger cabin

图 15. 改变航向对外区客舱舱室温度的影响

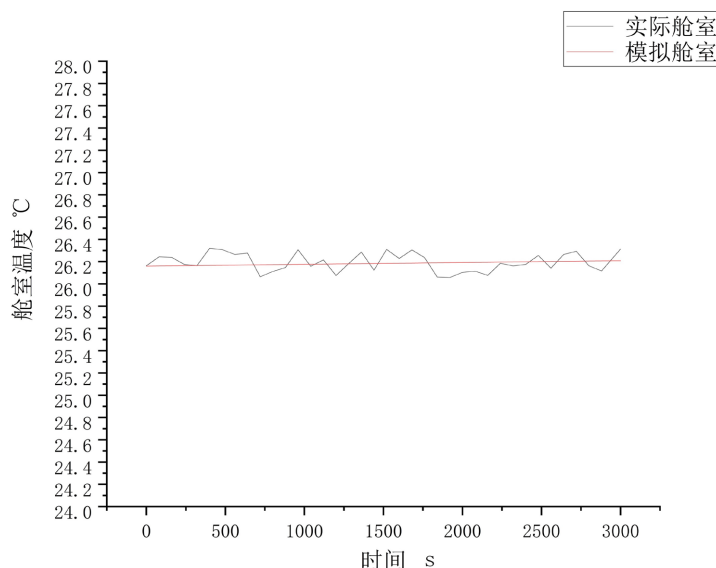


Figure 16. The impact of changing the sailing speed on the temperature of the inner cabin compartments

图 16. 改变航速对内区客舱舱室温度的影响

4.3.4. 实验总结

从实验结果可发现, 对于大型邮轮的舱室, 当外界条件发生变化时, 同样会导致舱室温度发生变化, 且主要为外区舱室。

根据模拟结果可推断, 舱室负荷模拟器可以根据不同的实验工况, 准确地模拟出舱室内部的热负荷变化情况。

通过搭建陆上模拟舱室, 验证了所建立的数学模型和模拟舱室能够准确复现不同分区特性(内区/外区)实际舱室的室温动态变化过程。

5. 结论

通过建立邮轮舱室动态模型与陆上实验验证, 本文主要研究结果归纳如下:

(1) 模型验证成果: 建立邮轮舱室二阶传递函数模型(式 11), 经实验验证, 航速扰动下外区温度预测误差 $\leq 0.43\%$ (图 13); 航向扰动下外区温度预测误差 $\leq 0.22\%$ (图 15); 内区温度波动预测误差 $< 0.3^{\circ}\text{C}$ (图 14, 图 16)。

(2) 分区动态特性差异: 外区客舱对航速/航向变化高度敏感性, 当航速升至 9 m/s 后导致室温上升近 1°C (图 11), 当航向突变(正南 $\rightarrow$ 正东)后负荷增加 625 W (图 8); 内区客舱具有强鲁棒性, 温度波动幅度 $< 0.3^{\circ}\text{C}$ (图 14, 图 16)。

(3) 模拟舱室验证效能: 陆上 1:1 模拟舱成功复现实船动态工况, 航向突变响应曲线复现率 $R^2=0.96$ (图 15), 负荷模拟器设定误差 $\leq 5\%$ (图 10, 图 11)。

(4) 工程应用价值: 模型为邮轮空调系统提供两大技术支撑: 动态负荷预测(误差 $< 5\%$); 风量控制系统优化基础。

参考文献

- [1] Arens, E.A. and Baughman, A.V. (1996) Indoor Humidity and Human Health: Part II: Buildings and Their Systems. *ASHRAE Transactions*, **102**, 212-221.

-
- [2] Berglund, L.G. (1998) Comfort and Humidity. *ASHRAE Journal*, **40**, 35-41.
 - [3] Toftum, J. and Fanger, P.O. (1999) Air Humidity Requirements for Human Comfort. *ASHRAE Transactions*, **105**, 641-647.
 - [4] Sterling, E.M., Arundel, A. and Sterling, T.D. (1985) Criteria for Human Exposure to Humidity in Occupied Building. *ASHRAE Transactions*, **91**, 611-622.
 - [5] 郑楠桢, 李正谋, 杨佳乐. 邮轮舱室空调舒适性需求分析[J]. 机电设备, 2021, 38(3): 68-76.
 - [6] 楼海军, 阚安康, 康利云, 等. 船舶舱室空调热舒适性评价指标及其微气候参数优化[J]. 船舶工程, 2014, 36(S1): 80-83, 90.
 - [7] 赵琳强, 刘红敏, 杜留洋. 基于生理参数的船舶舱室空调热舒适性研究[J]. 制冷, 2015, 34(4): 36-41.
 - [8] 傅泽凯, 王慈云. 船舶机舱复杂环境下船员作业疲劳影响研究[J]. 中国设备工程, 2023(16): 250-252.
 - [9] 由成良, 刘万松. VAV 技术在船舶空调领域应用的可行性分析[J]. 船舶, 2000(1): 33-36.
 - [10] 徐赛凤. 基于 VAV、VWV 全海域船舶空调系统联合仿真试验研究[D]: [硕士学位论文]. 镇江: 江苏科技大学, 2018.
 - [11] 刘雨梦, 郑凯, 宗明珍. 豪华邮轮空调系统形式分析[J]. 船舶设计通讯, 2019(S1): 92-97.
 - [12] 王淼, 张扬, 谢军龙. 夏季船舶空调动态冷负荷仿真与分析[J]. 中国舰船研究, 2018, 13(S1): 199-206.
 - [13] 陈立博. 基于动态负荷的集中供暖房间室温预测[D]: [硕士学位论文]. 石家庄: 石家庄铁道大学, 2023.
 - [14] Lei, L. and Li, Z. (2024) A Novel Dynamic Predictive Control Model for Variable Air Volume Air Conditioning Systems Using Deep Learning. *Journal of Building Engineering*, **95**, Article 110314. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2024.110314>
 - [15] 祝健, 丁宇, 刘晓平, 等. 暖通空调设计中常见空调负荷计算问题分析: 以 CAR-ASHARE 学生设计大赛为例[J]. 安徽建筑, 2022, 29(11): 58-60.
 - [16] 赵荣义, 范存养, 薛殿华. 空气调节[M]. 第 3 版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006: 33.
 - [17] 中国船舶工业总公司 708 所. 船舶起居处所空气调节与通风设计参数和计算方法: GB/T 13409-1992[S]. 北京: 中国标准出版社, 1992.
 - [18] 王健, 王亚慧, 郝学军, 等. 变风量空调房间数学模型的仿真研究[J]. 智能建筑, 2006(10): 54-56, 60.