DOI: 10.3901/JME.2019.06.145

多因素耦合的多层结构传热模型 及车舱内动态传热特性*

邓志勇^{1,2} 兰凤崇^{1,2} 陈吉清^{1,2} 张晓东³

(1. 华南理工大学机械与汽车工程学院 广州 510640;

2. 广东省汽车工程重点实验室 广州 510640;

3. 中国电器科学研究院有限公司工业产品环境适应性国家重点实验室 广州 510663)

摘要: 针对目前单层结构传热研究中难以准确反映汽车结构内外层复杂的非均匀动态传热问题,在汽车全天候动态温度特性试验的基础上,提出一种与自然环境多因素相耦合的多层结构动态传热模型分析方法。与单层模型相比,多层模型动态温度误差均在10%以内,具有更高的准确性。仿真得到乘坐区非均匀温度分布和动态传热特性规律,定量对比和分析辐射、对流和传导三种传热方式对乘坐区吸热和散热的影响,分析结果表明,太阳辐射不均衡分布是自然暴露试验中乘坐空间出现多个局部高温区的主要原因。重点研究和预测不同车窗、车身和座椅属性组合下乘坐区动态传热特性变化规律,该传热模型和研究方法可用于评估乘坐空间动态传热特性,可为汽车设计制造提供一种研究乘坐空间动态热负荷和热舒适性的方法。

关键词: 动态传热; 多层结构; 多因素耦合; 热负荷; 热舒适性

中图分类号: U462

Multi-factor Coupled Heat Transfer Model with Multi-layer and Dynamic Heat Transfer Characteristics in Vehicle Cabin

DENG Zhiyong^{1,2} LAN Fengchong^{1,2} CHEN Jiqing^{1,2} ZHANG Xiaodong³

(1. School of Mechanical & Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640;

2. Guangdong Provincial Key Laboratory of Automotive Engineering, Guangzhou 510640;

3. State Key Laboratory of Environmental Adaptability for Industrial Products,
China National Electric Apparatus Research Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663)

Abstract: To solve the problem of complex non-uniform dynamic heat transfer between the inner and outer layers of automotive structures, which is difficult to calculate accurately in the current researches of single-layer structure, an analysis method of multi-layer dynamic heat transfer model coupled with multi-factor in the natural environment is proposed on the basis of all-weather dynamic temperature characteristic test of automobile. Compared with the single-layer structure model, the dynamic temperature error of the multi-layer structure model is less than 10%, which has higher accuracy. The non-uniform temperature distribution and dynamic heat transfer characteristics in occupant zone are obtained in the simulation analysis, and the influences of radiation, convection and conduction on the heat absorption and heat dissipation of seats are quantitatively compared and analyzed, the analysis results show that the imbalance distribution of solar radiation is the main reason for the multiple local high temperature zones in cabin during natural exposure test. Variation regulation on dynamic heat transfer characteristics under different attributes of windows, body and seats are emphatically studied and predicted, the multi-layer heat transfer model and the research method can be used to evaluate the dynamic heat transfer characteristics in cabin, and provide a method to study the dynamic thermal load and thermal comfort of cabin for automobile design and manufacture.

Key words: dynamic heat transfer; multi-layer structure; multi-factor coupling; heat load; thermal comfort

* 国家自然科学基金(51775193)和广州市科技计划(201707020045, 201607020033)资助项目。20180223 收到初稿, 20181019 收到修改稿

0 前言

汽车乘员舱热环境受到数量众多且复杂变化因素的影响,主要包括汽车内外环境(尤其是酷热和严寒的极端环境)、车身结构和材料、空调及多重因素的热-流-固耦合作用,这使得汽车传热和乘员热舒适性成为许多学者关注和研究的热点问题^[1]。LI 等^[2]建立了空调机组与地铁舱紧密集成的传热模型,研究了太阳辐射、空调通风、舱内温度和乘员人数对乘员舱稳态传热的影响。SANAYE 等^[3]基于能量平衡法分析了太阳辐射对乘员舱稳态热负荷的影响。KHAYYAM 等^[4]建立了一个稳态能源平衡模型,该模型考虑了太阳辐射、环境温度和空调通风等多重因素的影响,并对比和分析了汽车空调在多个环境工况下能源消耗量。上述研究主要采用数值模拟和试验方法,在稳态结果验证基础上,探讨了环境因素对乘员舱热负荷和温度场的影响。

受环境波动影响,乘员舱热负荷和壁面温度产生相应地动态变化,稳态分析结果已不能满足当前乘员舱传热分析中的动态性和实时性要求。为此,近几年来学者们重点研究了车内动态温度变化的理论基础与方法。张文灿等^[5]结合计算流体动力学和试验测试的方法,研究了夏季南方典型天气环境下太阳辐射对车内动态热环境的影响。LEE 等^[6]基于集成参数模型和能量平衡方法,分析得到了乘员舱在一段时间内的动态热特性。JI 等^[7]采用流体力学方法对乘员舱热环境进行分析,探讨了车厢内多个区域的温度和流场分布情况。这些研究成果分析了一段时间内空调对车舱内温度场和流场的影响,并总结归纳了乘员舱动态热特性变化的一些规律。

随着现代汽车节能减排和热管理技术的发展,在提高乘员热舒适性的基础上,许多学者和制造商正致力于研究以更低的能耗改善乘员舱热环境。乘员舱热环境严重影响着汽车燃油经济性,研究表明汽车油耗平均 30%与乘员舱热环境有关^[5],通过改进换热器在加热和制冷模式下的传热效率可提高空调性能,减少汽车能耗^[8]。优化乘员舱空气分配系统是实现舒适热环境低能耗的一种重要方法,该方法不仅能减小空气年龄改善空气质量,还可以提高乘员热舒适性^[9-11]。空调热管理和控制策略可综合满足现代空调高效、节能和热舒适性的要求,因此,越来越受到研究人员的重视^[12]。ZHANG 等^[13]对比和分析了 11 种稳态工况下电动汽车的热负荷,并评估了所提热负荷控制方法对汽车循环里程的影响。HUANG 等^[14]提出一种用于空调制冷系统的节能控

制器,研究结果表明该节能器能寻找到空调最佳工作点从而使其能耗降低 9%。上述研究集中于通过提高空调性能、优化车舱空气分配系统和空调热管理来达到降低空调能耗的目的,而涉及从汽车结构固有属性的角度改变车身、车窗和座椅物性参数来优化乘员空间热环境和节能的研究很少。

实际上,汽车结构对乘员空间热环境和节能有着非常重要的影响。ZHANG 等^[15]试制了夹有纳米复合膜的节能玻璃,其可见光透过率超过 70%,而对红外光阻隔率达 80%,隔热试验表明该玻璃能使试验模型内部最高温度降低达 8℃。据美国能源部报告,使用节能玻璃可节约 10%~35%的空调制冷和制热成本^[16]。因此,合理设计车窗和车身结构的物性参数,不仅可以限制酷热环境下进入乘员舱的太阳热负荷,在严寒天气也能起到减少车内冷辐射和隔热保暖的作用。乘员空间传热在一天内是连续变化的,对正午前后小段时间内的传热研究,虽然能准确地完成对热环境参数的试验测试和仿真验证,但由于试验持续时间不长或测点数量有限,无法得到全天候动态传热特性和温度分布情况。此外,车身许多零部件由多层结构组成,采用简化的单层结构分析则无法反映实际应用中多层结构内外层间的复杂传热问题。为了研究多因素耦合下汽车乘坐空间全天候动态传热特性及其变化规律,提出了一种多层结构模型动态传热分析方法,该方法将全天候动态变化的环境参数与多层结构模型相耦合,适用于空调开启的工况,但研究中为了避免空调作用掩盖了多层结构及其物性参数对热环境和温度的影响,选择了在自然暴露空调关闭的工况下进行动态传热特性研究,这方面的研究报道目前较少。所提的多层结构和分析方法可应用于不同物性参数下乘坐空间热环境和热负荷的研究,从车身固有属性的角度为提高汽车节能和乘员热舒适性提供参考。

1 汽车全天候动态温度特性试验

汽车内外环境影响因素众多,全天候连续传热更是复杂多变,稳态试验或短时间的动态试验无法得到全天候动态温度特性及其规律,尤其是昼夜温差变化的规律,因此,有必要开展汽车自然暴露下乘坐空间动态温度试验研究。

1.1 试验方法的设计

自然暴露试验在海南琼海湿热自然环境站进行,试验场海拔 10 m,地理位置为北纬 19°14',东经 110°28',属热带季风气候区,试验选择在夏季中炎热且总体晴朗的天气下开展,时间为 24 h。试验

场远离建筑和工业园区，因此，排除了高大建筑对风速和风向等环境参数的干扰，车身表面光学属性也避免了工业粉尘和废气颗粒的影响。试验场配备良好的排水设施，避免雨水蓄积在局部范围内形成小气候而影响试验环境参数测量。以某自主品牌轿车为研究对象，试验时，关闭车门窗和发动机，将轿车停泊在空旷平坦草坪上，并使该轿车与其他试验车保持至少 3 倍于车高的距离。为了使汽车关键零部件处于较大热负荷下，调整汽车朝向使其前窗面向正南方向^[17]。

试验测点选择对汽车动态温度特性有重要影响部位，20 个测点布置如图 1 所示，其中，车外壁面共有 8 个温度测点，分别为 1 前保险杠、2 散热器格栅、3 前车灯、4 发动机盖板、7 车门外壁面、11 车顶、13 后车灯和 14 后保险杠；车内壁面共有 10 个测点，分别为 5 仪表板、6 方向盘、8 车门内壁面、12 后窗台、15 顶棚织绒布、16B 柱内壁面、17 头枕、18 座椅、19 地毯和 20 仪表板下饰件。此外，为了研究车内空气温湿度变化规律，布置测点 9 和 10 分别采集车内空气动态温湿度。

图 1 试验车热电偶的布置和安装

试验设备及其相关参数如表 1 所示，为避免温度传感器安装松动引入测量误差，对于车顶等硬质表面，选用环氧类黏合剂将热电偶测量端粘贴在测点表面，对于座椅和头枕等软质表面，刺穿面料表层，将热电偶测量端插入至少 13 mm，并调节使插

入段与外表面相平行。小型气象站和 PC-2WC 温湿度记录仪以 5 min 的采集频率实时测量记录周围环境参数和汽车内外 20 个测点试验数据。

表 1 试验测试参数和设备情况

测量参数	设备型号	测量范围	精度
太阳辐射强度	TBQ-2C	0~2 000 W·m ⁻²	< 5 %
环境温度	PTS-3	-50~80 ℃	±0.1 ℃
环境湿度	PTS-3	0~100 %	±2 %
车身测点温度	T-type	-200~150 ℃	0.4 %
车内气温	T-type	-200~150 ℃	0.4 %

1.2 动态温度试验与分析

小型气象站采集得到的环境参数如表 2 所示，测点全天候动态温度变化如图 2 和表 3 所示。由试验结果可知，在空间上，车舱内温度呈现出高度非均匀分布现象。日出后车内气温迅速升高并于 13:40 达到 69.9 ℃，此时，靠近车窗直接面对透过太

表 2 动态试验下测得的部分时刻环境参数

时间/h	气温/℃	相对湿度 (%)	风速/(m·s ⁻¹)	太阳辐射强度/(W·m ⁻²)
04:00	28.2	76.8	1.5	0
08:00	29.9	72.8	1.8	178
12:00	36.6	56.3	1.5	659
16:00	35.9	66.4	0.7	272
20:00	30.0	72.9	0.7	0

(a) 部分关键测点动态温度

(b) 部分关键测点动态温度变化率和太阳辐射变化率

图 2 关键测点全天候动态温度特性

阳辐射的方向盘温度高达 77.7 °C, 而受到部分遮蔽的 B 柱内壁面和全遮蔽的地毯温度分别仅为 64.3 °C 和 53.3 °C, 对于同一个零部件, 前排座椅座垫和头枕温度分别为 72.1 °C 和 67.9 °C, 在其不同部位的测点温度也存在较大差异。

表 3 部分测点动态温度/°C

测点	部分时刻/h						
	00:00	06:00	12:00	14:00	16:00	18:00	24:00
方向盘	30.8	27.9	73.5	72.3	62.2	45.7	30.6
B 柱内壁面	31.5	28.7	58.4	63.8	58.2	45.8	31.4
地毯	30.9	28.3	54.0	53.2	49.7	41.3	30.6
车门内壁面	30.7	28.0	62.3	67.3	59.5	44.9	30.5

在时间上, 一方面, 乘坐空间各零部件间温度变化率不一致。如图 2 所示, 车顶直接暴露于太阳辐射下, 其温度变化率明显高于其他零部件。受天空少量飘移云层局部遮蔽影响, 太阳辐射在动态变化中出现多次短时间内大幅波动的工况, 从而促使测点温度产生相应起伏变化; 另一方面, 零部件的昼夜温差十分显著。其中, 座椅昼夜温差达 44.0 °C。

车内温度在空间和时间上非均匀分布, 形成了乘坐空间非均匀、动态温度大幅变化的热环境, 这不仅使乘坐空间出现多个局部高温区, 而且在乘坐区壁面温度动态变化过程中产生显著昼夜温差。

2 多因素耦合的多层结构传热模型

试验获得了车内测点动态温度在空间和时间上的分布和变化规律, 然而试验测点是有限离散的, 为了更全面研究热负荷和温度在乘坐空间分布规律, 有必要建立多层结构传热模型。车身许多部件由多层材料构成, 如车顶棚等。与单层模型相比, 多层模型考虑了表层与里层间传热, 因而精度更高。

采用节点网络方法将大型车身模型离散为一系列的节点单元, 每个节点单元代表着以它为几何中心的一个微小几何区域, 通过分析各节点之间的传

热来代替各个微小区域^[18]。太阳辐射下, 汽车节点单元的动态传热方程可表示为

$$m_i c_i \frac{dT_i}{dt} = Q_{c,i} + Q_{r,i} + Q_{a,i} \quad (1)$$

式中, 等式左边为节点 i 的净热流量, 表示单位时间节点内能的变化量; $Q_{c,i}$ 、 $Q_{r,i}$ 和 $Q_{a,i}$ 分别为传导热流量、辐射热流量和对流热流量。各传热分量均为代数值, 正值代表吸热, 负值代表散热。

2.1 传导传热

汽车节点单元的三种热传导形式如图 3 所示。车身内壁面节点单元传导传热包括相连内壁面节点单元间的横向传导传热和内外壁面之间的纵向传导传热。假设有内壁面节点单元 i 与 k 个内壁面节点单元相连, 则节点 i 的横向传导热流量

$$Q_{c,ij} = \sum_{j=1}^k \frac{\lambda_{ij} A_{ij}}{l_{ij}} (T_j - T_i) \quad (2)$$

式中, λ 为热导率; A 为导热面积; l 为两节点质心的距离; T 为节点温度。三层单元结构如图 3c 所示, 由内向外各层厚度分别为 δ_1 、 δ_2 和 δ_3 , 四个交界面温度分别为 $T_{i(0)}$ 、 $T_{i(1)}$ 、 $T_{i(2)}$ 和 $T_{i(3)}$, 则内外壁面对应单元传导热流量为

$$Q_{c,i(3)} = \frac{T_{i(3)} - T_{i(0)}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1 A_{i(0),i(1)}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 A_{i(1),i(2)}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3 A_{i(2),i(3)}}} \quad (3)$$

以此类推, 对于有 n 层结构的车身, 其内外壁面间对应的纵向传导热流量为

$$Q_{c,i(n)} = \frac{T_{i(n)} - T_{i(0)}}{\sum_{m=1}^n \frac{\delta_m}{\lambda_{i(m)} A_{i(m-1),i(m)}}} \quad (4)$$

式中, $T_{i(0)}$ 和 $T_{i(n)}$ 分别表示最内层和最外层壁面温度, $\lambda_{i(m)}$ 和 $A_{i(m-1),i(m)}$ 代表由内向外第 m 层的热导率和传热面积。

综合式(2)、(4)可得节点 i 的传导热流量

$$Q_{c,i} = Q_{c,ij} + Q_{c,i(n)} \quad (5)$$

图 3 节点传热形式

2.2 辐射传热

车身内外壁面所处的辐射环境存在显著差异,这使得车身辐射传热比较复杂,因此,有必要分别建立内外壁面的辐射传热模型。车身外壁面节点*i*直接暴露于太阳辐射下,其净辐射热流量可表示为

$$Q_{r,i} = A_i \alpha_i (I_d \cos \theta_i + I_s) + A_i \alpha_i \sigma (F_{g,i} T_g^4 + F_{s,i} T_s^4) - A_i \varepsilon_i \sigma T_i^4 \quad (6)$$

式中,右侧第一项为节点*i*所吸收的太阳直射辐射和散射辐射,第二项为地面环境辐射和天空辐射,最后一项为节点对外界环境的辐射。其中,*A*为节点单元面积; α 为节点对辐射的吸收率; θ 为太阳直射入射角; I_d 和 I_s 分别表示太阳直射辐射强度和散射辐射强度; σ 为斯忒藩-玻耳兹曼常数, $5.67 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$; T_g 和 T_s 分别为地表环境温度和天空温度; ε 为表面辐射率; $F_{g,i}$ 和 $F_{s,i}$ 分别代表地面和天空对节点*i*的辐射角系数,该系数的数值大小表示由地面或天空所发射的全部辐射能中进入节点单元*i*区域内的百分比,而与温度和辐射率无关,可按式(7)、(8)进行计算^[19-21]。

$$F_{g,i} = (1 - \cos \psi_i) / 2 \quad (7)$$

$$F_{s,i} = (1 + \cos \psi_i) / 2 \quad (8)$$

式中, ψ 为节点单元与水平面夹角。

乘员舱内壁车窗玻璃对不同波长的辐射具有选择透过性,其中,太阳短波辐射可按一定透射率进入乘员舱,而对于长波辐射,车窗玻璃对其透射率非常低,可忽略不计^[22]。因此,车内单元*i*表面的净辐射热流量的计算表达式为

$$Q_{r,i} = A_i \alpha_i \sum_{j=1}^u q_{e,j} F_{ji} - A_i \varepsilon_i \sigma T_i^4 + A_i \alpha_i \sum_{j=1}^u (\tau_j f_{ji} \cos \theta_j I_d + \tau_j F_{ji} I_s + F_{ji} \rho_j I_{r,j}) \quad (9)$$

式中,第一项为由其他节点辐射而落入节点*i*区域的部分,第二项为节点*i*向外发射的辐射,第三项为到达节点*i*的太阳直射辐射、散射辐射和由其他节点反射而进入节点*i*区域的太阳辐射,其中,*u*代表节点数量; $q_{e,j}$ 为其他节点*j*的有效辐射; F_{ji} 为节点*j*对于节点*i*的辐射视角系数; τ 为车窗透射率; f_{ji} 为节点*j*在节点*i*上的面积投影因子; ρ 为反射率; $I_{r,j}$ 为落在其他节点上的太阳辐射强度。

2.3 对流传热

对于具有*n*层结构的车身,其壁面节点*i*的对流换热流量为

$$Q_{a,i(0)} = h_{i(0)} A_{i(0)} (T_v - T_{i(0)}) \quad (10)$$

$$Q_{a,i(n)} = h_{i(n)} A_{i(n)} (T_e - T_{i(n)}) \quad (11)$$

式中, $i(0)$ 代表内壁面节点, $i(n)$ 代表外壁面节点; T_v 和 T_e 分别为车内外气温; h 为对流换热系数。

内外壁面对流换热系数可采用参考文献中总结的经验公式近似计算^[12,23]。

$$h_{i(0)} = 1.31(T_{i(0)} - T_v)^{1/3} \quad (12)$$

$$h_{i(n)} = C_1 V_e + C_2 \quad (13)$$

式中, C_1 和 C_2 采用 McAdam's 平板模型参数,分别为 $3.8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ 和 $5.7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ^[24], V_e 为车外气流相对速度。

3 多因素耦合的多层结构数值计算

离散化后的试验车模型如图4所示,该模型尺寸大小为 $4 \text{ m} \times 2 \text{ m} \times 1.5 \text{ m}$,模型中主要零部件物性参数如表4所示,其中,车顶和座椅等部件通常由

图4 模型离散化

表4 主要零部件的物性参数

零部件	层位数/ 总层数	材料	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	热导率/ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	比热容/ ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	厚度/ mm
车窗	1/1	玻璃	2529.6	1.17	754.0	6
保险杆	1/1	ABS 塑料	1120.0	0.21	1 591.0	2
	1/3	聚丙烯	908.3	0.30	1 882.8	2
	2/3	聚氨酯 泡沫	32.0	0.04	2 090.0	10
座椅	3/3	聚氨酯	1 380.0	0.15	960.0	1
	1/3	聚氨酯	1 380.0	0.15	960.0	1
	2/3	聚氨酯 泡沫	32.0	0.04	2 090.0	8
	3/3	钢	7 768.9	52.02	460.9	0.8
	1/5	聚氨酯	1 380.0	0.15	960.0	1
车门	2/5	ABS 塑料	1 120.0	0.21	1 591.0	1.5
	3/5	钢	7 768.9	52.02	460.9	1.2
	4/5	空气	1.3	0.025	1 013.0	8
	5/5	钢	7 768.9	52.02	460.9	0.8

多层材料组成,层位数代表相应材料位于第几层,该数由结构内层向外逐层增加,每层对应一种材料。

传热模型的数值分析方法如图5所示,在多层结构中分别赋予各层物性参数,按式(5)计算多层结构单元内外层间及相邻层间的传导传热,按式(10)和(11)分别计算内外壁面对流传热。对于车内复杂的反射辐射,采用光线跟踪算法计算辐射角系数^[25],结合该系数计算热辐射在节点单元之间多次反射后的净值,以提高传热模型中辐射计算的准确度;为了提高动态仿真的计算精度,对离散化的传热模型和动态变化的环境参数进行实时修正,使仿真结果与试验数据相吻合。

图5 动态传热模型分析方法

部分关键测点温度仿真验证如图6所示,其仿真值与测点温度走势基本一致,全天动态温度误差均在10%以内,部分测点误差更是在5%以内。

多层结构模型下,车顶由内向外的四个交界面温度特性和验证如表5所示,日出后,车顶外表面

表5 多层结构模型下的车顶温度特性与验证

部分时刻/h	T_0			T_1		T_2			T_3		
	仿真 /℃	试验 /℃	误差 (%)	仿真 2 /℃	仿真 3 /℃	仿真 /℃	试验 /℃	误差 (%)	仿真 /℃	试验 /℃	误差 (%)
6:00	27.7	28.3	-2.2	27.6	27.1	27.1	26.3	3.2			
10:00	57.0	57.8	-1.4	57.2	60.3	60.3	60.0	0.5			
12:00	66.1	66.2	-0.1	66.4	69.4	69.4	72.5	-4.2			
14:00	65.1	68.1	-4.4	65.0	65.0	65.0	65.0	0.0			
16:00	55.7	58.4	-4.7	55.4	52.9	52.9	52.1	1.6			
18:00	40.8	44.3	-7.9	40.4	36.6	36.6	36.7	-0.4			
22:00	30.9	32.6	-5.3	30.7	29.0	29.0	29.7	-2.4

(a) 车顶中部温度

(b) 顶棚中部温度

(c) 副驾驶座椅温度

(d) 副驾驶座椅动态温度仿真值与试验值的相对误差

图6 动态温度仿真值与试验值的对比验证

升温速率高于内层,温度由外层向内层逐步递减,而15:00前后,内外层温度特性则相反,仿真得到的内外表面温差可达在5.7℃,与试验情况较吻合。

单层结构下,如表6所示,车顶内外表面温度基本无差别,这与试验结果严重不符,主要原因是

多层结构模型考虑结构表层与里层间的传热，而单层没有，因而多层结构模型对应表面温度误差明显小于单层结构模型误差。

表 6 单层结构模型下的车顶温度特性与验证

部分 时刻/h	内壁面			外表面		
	仿真/℃	试验/℃	误差(%)	仿真/℃	试验/℃	误差(%)
6:00	27.4	28.3	-3.1	27.4	26.3	4.3
10:00	59.4	57.8	2.7	59.4	60.0	-1.0
12:00	68.5	66.2	3.4	68.5	72.5	-5.6
14:00	66.5	68.1	-2.4	66.5	65	2.2
16:00	53.7	58.4	-8.1	53.7	52.1	3.0
18:00	38.0	44.3	-14.2	38.0	36.7	3.6
22:00	29.9	32.6	-8.2	29.9	29.7	0.8

4 多因素耦合的乘坐空间动态传热特性分析

试验验证表明提出的多层结构传热模型及

动态传热特性研究方法具有较高的可靠性，可以用于分析乘坐空间热负荷和温度分布规律，并在此基础上定量预测和评估车身不同物性参数对乘坐空间动态温度和传热特性变化的影响及其规律。

4.1 乘坐区动态传热特性分析

部分时刻下汽车乘坐区太阳辐射强度分布变化如图 7 所示。太阳辐射在汽车乘坐区呈现不均衡分布现象，空间上，在头枕、靠背和座垫对应靠近太阳和车窗的部位，其太阳辐射强度高于远离太阳和车窗的部位；从时间上来看，在太阳东升西落的全天候动态运动中，上午左侧乘坐区太阳辐射强度高于右侧乘坐区，下午则相反。非均衡热负荷作用下在乘坐区内形成了非均匀动态热环境，因而乘坐空间温度呈现高度非均匀分布且动态大幅变化的特性。其中，10:25 太阳辐射强度和温度场分布情况如图 8 所示，非均衡的太阳辐射使乘坐空间形成多个局部高温区。

图 7 部分时刻乘坐区太阳辐射强度分布($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$)

乘坐区动态传热特性如图 9 所示。白昼，乘坐区通过吸收太阳辐射而升温，同时以辐射、对流和传导形式散热，其中，辐射散热是其主要散热方式。后排座椅与车身接触面积更大，因而传导传热在其传热所占比重明显高于前排座椅。夜晚，没有太阳辐射，乘坐区的传热组成和性质发生明显改变，其表面主要通过辐射和对流方式向外散热，同时座椅

(a) 乘坐区太阳辐射强度分布($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$)

(b) 乘坐区温度分布($^{\circ}\text{C}$)

图 8 10:30 乘坐区太阳辐射强度和温度分布

内层又通过热传导的方式向表层传热。在昼夜温差方面，如表 7 所示，头枕昼夜温差明显高于座椅其他位置，最大温差达 $43.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

将太阳辐射热流量与时间横轴积分得到乘坐区全天吸收的太阳辐射热能，如表 8 所示，其中，后

排座椅全天吸收的太阳能最高,累计为4 440.3 kJ,前后排累计差值达1 191.2 kJ。

(a) 前排座椅动态热流量和温度变化

(b) 后排座椅动态热流量和温度变化

图9 乘坐区动态热流量和温度变化

表7 乘坐区昼夜温度变化的对比分析

部件	凌晨温度	最低温度	最高温度	最大温差
前座椅	30.2	28.5	69.3	40.8
后座椅	30.2	28.5	67.3	38.8
前头枕	29.7	28.2	72.0	43.8

表8 乘坐区吸收太阳辐射的对比分析

部件	最大太阳热通量/(W·m ⁻²)	最大太阳热流量/W	全天累计太阳能/kJ
前座椅	68.6	141.1	3249.1
后座椅	79.5	218.4	4440.3
前头枕	71.0	12.6	323.6
前后排差值	10.9	77.3	1191.2

4.2 车窗玻璃特性对乘坐空间动态传热特性的影响

太阳辐射是乘坐区主要吸热方式,因此,通过改变车窗特性来限制进入车舱的太阳辐射。国际上将车窗反射率超过18%视为光污染,鉴于此限定,以下研究在保持车窗反射率不变前提下,对比分析不同光学属性的玻璃对乘坐空间动态传热的影响。

当玻璃吸收率 α 从0.20增加到0.45和0.70,乘坐区太阳辐射和辐射散热变化情况如图10所示,车窗吸收率每提高0.25,乘坐区太阳辐射热流量减少

34.3%~35.3%,虽然辐射散热流量也相应降低15.4%~24.3%,但吸热减小的幅度大于散热减小的幅度,从而使得乘坐空间相应降温,其中,后窗台和乘坐区降温幅度达6.7℃和2.7℃。由此可见,合理的优化车窗玻璃能有效限制车舱内的太阳辐射。随着现代节能玻璃制造技术的发展,高可见光透过率的吸热玻璃已在汽车中广泛应用,节能的超级吸热玻璃也正在研究和试验中,目前,欧美国家已普遍采用吸热玻璃,在国内奥迪和大众等汽车制造厂家在中高级车型上全套配备节能吸热玻璃^[26]。

(a) 车窗吸收率对后排座椅热流量的影响

(b) 吸收率对乘坐区最高温度和日最大温差的影响

图10 车窗玻璃特性对乘坐空间

动态传热特性变化的影响

4.3 车身表面属性对乘坐空间传热特性的影响

由传热理论可知,车身内外表面对乘坐空间存在辐射和传导传热作用,以下分析多层结构车身外表面吸收率对乘坐空间传热特性的影响和规律。

由图11可知,当车门外表面吸收率从0.65降为0.45和0.25时,其最大太阳辐射热流量由145.6 W减小为100.9 W和56.1 W,这使得车门内外表面发生相应降温。改变车身外表面属性能弱化车舱内的辐射热环境,使乘坐区辐射散热增大而小幅降温。

图 11 车身表面属性对乘坐空间传热特性的影响

4.4 物性参数对乘坐空间传热特性的影响

太阳辐射和辐射传热是乘坐区主要吸热和散热方式, 以下研究辐射率和吸收率对其传热影响。辐射率与吸收率的测试数据如表 9、10 所示, 辐射率和吸收率对乘坐区最高温度的影响见表 11。

表 9 不同表面类型乘坐区的辐射率

类别	前座椅	后座椅	前排头枕
原模型	0.9	0.9	0.8
座椅表面类型 I	0.7	0.7	0.6
座椅表面类型 II	0.5	0.5	0.4

表 10 不同类型表面乘坐区的吸收率

类别	前座椅	后座椅	前排头枕
座椅表面类型 III	0.6	0.6	0.65
原模型	0.4	0.4	0.45
座椅表面类型 IV	0.2	0.2	0.25

表 11 辐射率和吸收率对乘坐区最高温度的影响 / °C

类别	前座椅温度	后座椅温度	前排头枕温度
原模型	69.3	67.3	72.0
座椅表面类型 I	70.2	67.9	74.2
座椅表面类型 II	71.4	68.7	78.0
座椅表面类型 III	71.2	69.6	75.2
座椅表面类型 IV	67.1	64.7	68.2

对于乘坐区辐射率, 由图 12 和表 9 可知, 其每增大 0.2, 头枕辐射散热热流量增加 5.0%~7.4%, 前后排座椅散热增加 8.5%~12.4%, 从而使乘坐区温度相应降低, 如表 11 所示, 其中, 头枕降温幅度达 3.8 °C; 对于乘坐区吸收率, 如图 13 和表 10 所示, 其每减小 0.2, 乘坐区最大太阳辐射热流量减小 28.4%~32.8%, 与此同时, 辐射散热流量也相应减小 19.1%~29.5%, 由于吸热减小量大于辐射散热减小量, 乘坐区发生相应降温, 吸收率每减小 0.2, 头枕降温幅度达 3.2~3.8 °C, 后排座椅和前排座椅降温幅度分别为 2.3~2.6 °C 和 1.9~2.2 °C。

图 12 乘坐区辐射率对其传热特性的影响

图 13 乘坐区吸收率对其传热特性的影响

5 结论

对乘坐空间全天候动态传热特性进行试验和定量数值分析, 探讨了结构物性参数对其传热特性的影响和规律, 得到以下主要结论。

(1) 提出了一种多因素耦合的多层结构模型动态传热分析方法, 该方法极大弥补了单层模型传热研究中对结构内外层间复杂传热分析的不足, 可用于定量预测分析乘坐空间全天候动态传热特性及其规律, 为研究提高乘员热舒适性方法提供一些参考。

(2) 太阳辐射在整个车内高度不均衡分布促使乘坐区形成一个温度分布不均匀且实时动态变化的

热环境, 该研究将有助于在试验和原理上纠正和避免了以往将车内壁面简化为均匀热边界前提来分析而引入的误差。

(3) 优化结构物性参数可以有效降低乘坐空间的太阳热负荷。建议在前窗和侧前窗安装高可见光透过率的吸热玻璃, 侧后窗和后窗安装低透射率玻璃, 有效限制太阳辐射中的红外光谱。

参 考 文 献

- [1] ILHAN B. Computational simulation methods for vehicle thermal management[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2012, 36(2): 325-329.
- [2] LI Wenhua, SUN Jian. Numerical simulation and analysis of transport air conditioning system integrated with passenger compartment[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 50(1): 37-45.
- [3] SANAYE S, DEGHANDOKHT M, FARTAJ A. RETRACTED: Temperature control of a cabin in an automobile using thermal modeling and fuzzy controller[J]. *Applied Energy*, 2012, 97(3): 860-868.
- [4] KHAYYAM H, KOUZANI A Z, HU E J, et al. Coordinated energy management of vehicle air conditioning system[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(5): 750-764.
- [5] 张文灿, 陈吉清, 兰凤崇. 汽车乘坐空间热环境降温过程动态特性分析研究[J]. *机械工程学报*, 2016, 52(14): 117-124
ZHANG Wencan, CHEN Jiqing, LAN Fengchong. Study on thermal environment dynamic characteristics within a vehicle cabin during the cooling period[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(14): 116-124.
- [6] LEE H, HWANG Y, SONG I, et al. Transient thermal model of passenger car's cabin and implementation to saturation cycle with alternative working fluids[J]. *Energy*, 2015, 90(2): 1859-1868.
- [7] JI H S, KIM Y K, YANG J S, et al. Study of thermal phenomena in the cabin of a passenger vehicle using finite element analysis: Human comfort and system performance[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering*, 2014, 228(12): 1468-1479.
- [8] TORREGROSA-JAIME B, CORBERÁN J M, PAYÁ J, et al. Thermal characterisation of compact heat exchangers for air heating and cooling in electric vehicles[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 115(3): 774-781.
- [9] KHATOON S, KIM M H. Human thermal comfort and heat removal efficiency for ventilation variants in passenger cars[J]. *Energies*, 2017, 10(11): 171-182.
- [10] JAN F, MIROSLAV J. Impact of air distribution system on quality of ventilation in small aircraft cabin[J]. *Building/s&senvironment*, 2013, 69(11): 171-182.
- [11] SUÁREZ C, IRANZO A, SALVA J A, et al. Parametric investigation using computational fluid dynamics of the HVAC air distribution in a railway vehicle for representative weather and operating conditions[J]. *Energies*, 2017, 10(8): 1074.
- [12] WANG Yan, GAO Qing, ZHANG Tianshi, et al. Advances in integrated vehicle thermal management and numerical simulation[J]. *Energies*, 2017, 10(10): 1636.
- [13] ZHANG Ziqi, LI Wanyong, ZHANG Chengquan, et al. Climate control loads prediction of electric vehicles[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 110(5): 1183-1188.
- [14] HUANG Yanjun, KHAJEPOUR A, DING Haitao, et al. An energy-saving set-point optimizer with a sliding mode controller for automotive air-conditioning/refrigeration systems[J]. *Applied Energy*, 2017, 188: 576-585.
- [15] ZHANG Gangshen, YAN Wei, JIANG Tao. Fabrication and thermal insulating properties of ATO/PVB nanocomposites for energy saving glass[J]. *Journal of Wuhan University of Technology-Materials Science Edition*, 2013, 28(5): 912-915.
- [16] HUANG C L, HO C C, CHEN Y B. Development of an energy-saving glass using two-dimensional periodic nano-structures[J]. *Energy & Buildings*, 2015, 86(1197): 589-594.
- [17] 国家发展和改革委员会. QC/T 728-2005 汽车整车大气暴露试验方法[S]. 北京: 中国计划出版社, 2005.
National Development and Reform Commission. QC/T 728-2005 Road vehicle-test method of exposure to weathering[S]. Beijing: Planning Press of China, 2005.
- [18] MEZRHAB A, BOUZIDI M. Computation of thermal comfort inside a passenger car compartment[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(14-15): 1697-1704.
- [19] DUFFIE J A, BECHMAN W A. Solar engineering of thermal process [M]. New York: Wiley, 2013.
- [20] PRATA A J. A new long-wave formula for estimating downward clear-sky radiation at the surface[J]. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 2010, 122(533): 1127-1151.
- [21] SWINBANK W C. Long-wave radiation from clear skies[J]. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 2010, 89(381): 339-348.
- [22] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2006.
YANG Shiming, TAO Wenquan. Heat transfer[M].

- Beijing: Higher Education Press, 2006.
- [23] ASHRAE. Handbook of fundamentals [M]. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc, 2005.
- [24] MCADAMS W H. Heat transmission 3rd [M]. New York: McGraw-Hill, 1994.
- [25] BERGMAN T L, LAVINE A S, INCROPERA F P, et al. Fundamentals of heat and mass transfer, binder version[M]. New York: Wiley, 2012.
- [26] 贾永华. 浅论汽车玻璃的发展方向[J]. 玻璃, 2010, 37(4): 36-38.

JIA Yonghua. Discussion on development trend of automotive glass[J]. Glass, 2010, 37(4): 36-38.

作者简介: 邓志勇, 男, 1982 年出生, 博士研究生。主要研究方向为汽车热环境及乘员热舒适性。

E-mail: dzyscu@163.com

兰凤崇, 男, 1959 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为汽车结构安全及汽车环境适应性。

E-mail: fclan@scut.edu.cn

陈吉清(通信作者), 女, 1966 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为汽车结构安全及乘员热舒适性。

E-mail: chjq@scut.edu.cn

第 8 届上银优秀机械博士论文奖——优秀奖

冷等离子体辅助金刚石切削黑色金属基础研究

作 者: 黄帅

毕业学校: 大连理工大学

指导教师: 徐文骥、刘新

缺乏抑制刀具磨损的有效方法是制约黑色金属金刚石超精密切削技术进步的瓶颈问题。论文提出利用冷等离子体射流的载能活性粒子比碳原子更易与铁原子快速结合形成更强化学键和冷却润滑效果好的特点, 将其施加于切削界面, 实时降低刀-工界面的化学亲和性和改善切削区的热力作用, 从而抑制金刚石切削黑色金属时的刀具磨损。

论文在分析金刚石刀具磨损及抑制磨损机理的基础上, 首先研制了冷却润滑效果好、易输送至刀-工接触界面进行特性调控的大气压冷等离子射流, 然后采用分子动力学、热分析、摩擦磨损等理论和试验方法研究了冷等离子体射流辅助切削的作用机理, 最后进行了基础的切削试验。

为从降低刀-工界面化学亲和性和改善切削区的热力作用两个方面抑制金刚石刀具的磨损, 研制出了温度较低、易输送至刀-工接触界面、适用于辅助切削的大气压柔性冷等离子射流。

分子动力学模拟和热分析试验发现, 氮冷等离子体可降低黑色金属对金刚石的化学亲和性。NAK80 表面吸附大量活性粒子, 并与黑色金属反应生成与金刚石化学亲和性较低的氮化物, 最终达到抑制金刚石石墨化磨损的目的。

为验证冷等离子体改善切削区热力作用的效果, 在不同氛围中进行了 NAK80/金刚石摩擦副的摩擦磨损试验。结果表明, 氮气射流和氮冷等离子体射流可减轻摩擦副的氧化磨损, 氮冷等离子体有利于减轻摩擦副的粘着磨损。

利用自行研制的振动特性可控的超声椭圆振动装置, 进行了切削试验。普通切削和超声椭圆振动切削时刀具表现为切削刃磨损; 冷等离子体实时调控时表现为轻微的前刀面磨损, 且金刚石刀具的磨损量显著下降。冷等离子体和超声椭圆振动共同作用时, 以切削刃轻微的粘附磨损为主, 此时抑制金刚石刀具磨损的效果最佳。相比普通金刚石切削黑色金属加工, 冷等离子体辅助超声椭圆振动切削可将刀具的有效切削距离提高 10 倍, 并且工件的表面粗糙度最低, 同时有利于抑制金刚石中的碳元素向工件和切屑中发生扩散磨损。