

文章编号:1000-582X(2002)08-0065-05

微型汽车空调冷负荷计算*

李夔宁, 杨颖, 童明伟
(重庆大学动力工程学院, 重庆 400044)

摘要:采用谐波反应法对重庆长安汽车公司生产的“长安牌”SC1011A微型载货汽车空调冷负荷进行了分析计算。分析表明,谐波反应法比传统的稳态算法更能准确地体现出汽车空调负荷动态变化的特性。计算结果表明,该型汽车空调冷负荷最大出现在下午14:00,其值为3098W。在整个空调负荷中,车窗得热量和维护结构得热量最大,占到总得热量的50.0%。漏风得热量占到27.3%,表明需进一步改进车体的密封性能。重庆长安汽车公司根据该结果对该车汽车空调系统进行了优化设计,实车通过环境模拟测试,取得了理想的空调效果。

关键词:汽车空调;冷负荷;谐波反应法

中图分类号:TK124

文献标识码:A

准确合理地确定汽车的空调负荷,可以提高驾乘人员的舒适性,增强汽车的竞争能力。西部是我国重要的汽车生产基地之一,年汽车生产量已超过20万台,随着中国加入WTO,汽车正在以前所未有的速度进入中国家庭。由于人们对汽车舒适性方面的要求越来越高,因此准确合理地计算汽车的空调负荷具有重要意义。

1 汽车空调负荷计算方法

1.1 汽车空调负荷的特点

汽车作为一种运动的物体,其车体结构比较复杂,运动方位不断变化,所处环境不断改变,影响汽车空调负荷的随机因素较多,是一种特殊的空调对象^[1]。目前对汽车空调负荷的计算还没有一套完善的计算方法,普遍采用的一种方法是将车体的传热系数、内外对流换热系数、太阳直射、散射强度等数据取为经验值,作为稳态传热过程处理。这种方法在一定程度上简化了汽车空调负荷计算过程的复杂性,有一定的实用价值。但汽车空调负荷具有自身的特点。如车体维护结构中存在着空气层。这种薄而内空的结构,质量轻,蓄热系数小。空调过程中,存在外界干扰时,车厢内表面的响应快;在汽车维护结构中,不同材料的导热系数相差较大,导热系数大的钢骨架在连接车厢内外表面的同时,在两者之间直接传递热量,形成“热桥”;汽车运动

与静止两种状态差别较大,运动时车厢壁外表面空气对流换热系数成倍增大,导致车厢壁动态传热系数大于静态传热系数,而且车厢壁内外侧空气压力不平衡程度加剧,空气泄漏增加,外界干扰增强。统计结果表明,汽车车体传热形成的冷负荷是空调负荷的主要部分,车体壁与车窗传热占总得热量的41%~67%,这一负荷的比例决定了汽车空调负荷的特性。即应该用非稳态传热方法来研究该负荷,以符合车外空气温度、太阳辐射周期性变化的实际。

冷负荷与得热量有时相等,有时不等。围护结构热工特性及得热量的类型决定了得热与负荷的关系。研究表明,得热量转化为冷负荷过程中,存在着衰减和延迟现象。冷负荷的峰值不仅低于得热量的峰值,而且在时间上有所滞后。由此可见,计算汽车空调负荷时,必须考虑围护结构的吸热、蓄热和放热效应。

1.2 计算方法概述、比较和选定

1946年美国的C·O·Mackey和L·T·Wight提出的当量温差法和50年代初前苏联学者提出的谐波分解法在计算通过围护结构的负荷时,其共同的缺点是对得热量和冷负荷不加区分,认为两者是一回事。所以空调冷负荷量往往偏大。1968年加拿大D·G·Stephenson和G·P·Mitalas提出了反应系数法,其基本特点是把得热量和冷负荷的区别在计算方法中体现出来。空调负荷计算的反应系数法又称传递系数法

* 收稿日期:2002-04-04

作者简介:李夔宁(1970-),男,重庆巫山人,讲师,重庆大学博士研究生。主要从事制冷空调技术与装置的研究。

(transfer function method), 此方法把研究对象当作线性的热力系统, 利用线性热力系统的传递函数得出某种单位扰量下的各种反应系数, 然后利用反应系数求得热和冷负荷。它不要求扰量是连续函数或周期函数, 适用于任意扰量, 但是, 其传递矩阵过于复杂, 反应系数的求解很困难。1971 年 Stephenson 和 Mitalas 又用 Z 传递函数改进了反应系数法, 并提出了适合手算的冷负荷系数法。冷负荷系数法是建立在 Z 传递函数基础上的一种简化手算方法。对于车体、车顶和车窗的传导得热引起的冷负荷, 通过冷负荷温差 CLTD 使计算简化; 对于车窗日射得热和照明、人体及设备得热引起的冷负荷通过冷负荷系数 CLF 使计算简化, 因此它特别适合于手算。但是它的冷负荷温差和冷负荷系数以及其他许多参数都是通过查取经验值来确定的, 而对于动态计算汽车空调负荷来说, 显然它不是一种最好的方法^[2]。我国在 70 到 80 年代发展了一种新的计算方法: 谐波反应法。谐波反应法以谐波法为基础, 从根本上分清得热和冷负荷两个不同的概念。它将车外空气综合温度视为一周期性外扰, 考虑了温度的衰减和相位的延迟, 将温度和传热的动态变化完全体现出来, 是一种较好的动态计算方法。所以我们选定谐波反应法计算汽车空调夏季冷负荷。

1.3 谐波反应法简介

谐波反应法是一种非稳定传热计算方法^[3-4]。其思路是: 1) 将车外空气温度波的平均值通过稳定传热公式与车体内壁温度的平均值联系起来, 这种平均的稳定状态符合稳定传热规律的条件; 然后通过温度谐波分析可知车外温度波经车体壁时幅值衰减、相位延迟, 由此得到车体壁内表面的温度波特性。车体壁内表面与车厢内的空气和设施之间的换热就是通过车体壁进入车厢内的得热量, 其中的对流成分直接构成冷负荷, 辐射部分经车厢内表面或设施吸收后, 再以对流形式放出的热量也构成冷负荷。2) 通过车窗进入车厢的得热量有瞬变传热得热和日射得热两部分, 前者同车体壁传热得热一样形成相应的冷负荷, 后者经蓄热过程后, 再以对流形式释放出来, 形成冷负荷。

2 设计计算

2.1 设计参数

车型: 重庆长安牌 SC1011A 微型载货汽车;
 车内干球温度: 27 °C;
 室内相对湿度: 50%;
 车内空气流速: 0.4 m/s
 车外环境计算干球温度: 35 °C;

车外环境相对湿度: 60%;
 车外环境计算平均温度: 31.9 °C;
 地区: 重庆地区;
 经度: 107°, 纬度: 29°;
 乘员数: 4 人;
 车速: 向正南方向行驶, 40 km/h;
 计算时刻: 夏至日——7 月 22 日。

2.2 汽车空调的热负荷构成:

$$Q = Q_B + Q_C + Q_P + Q_V + Q_A + Q_E + Q_M + Q_C \quad (1)$$

式中: Q_B ——车体围护结构传入热; Q_C ——玻璃传入热; Q_P ——人体散热量; Q_V ——新风热; Q_A ——车外空气漏入热; Q_E ——发动机室传入热; Q_M ——车内仪器、设备发热量; Q_C ——地板、行李箱传入热。

2.3 通过车体、车顶向车室内传热量

室外空气综合温度为一周期性外扰, 综合温度函数可表示为:

$$T_e(t) = A_0 + \sum_{n=1}^m A_n \cos(\omega_n t - \varphi_n) \quad (2)$$

式中: A_0 为综合温度的平均值 \bar{T}_e ; $\Delta T_e(t)$ 是逐时车外综合温度的波动值。

$$\Delta T_e(t) = \sum_{n=1}^m A_n \cos(\omega_n t - \varphi_n) \quad (3)$$

式中: A_n 为第 n 阶扰量 T_e 的波幅 $\Delta T_{e,n}$ 。

由于外扰波动值 $\Delta T_e(t)$ 引起车体、车顶内表面温度波动值为 $\Delta T_N(t)$

$$\Delta T_N(t) = \sum_{n=1}^m \frac{\Delta T_{e,n}}{v_n} \cos(\omega_n t - \varphi_n - \epsilon_n) \quad (4)$$

式中: n ——谐波阶数; v_n ——第 n 阶扰量的衰减度; ϵ_n ——第 n 阶扰量的相对延滞。

于是, 内表面的热流量 q 为平均综合温度 \bar{T}_e 与车内温度 T_a 之差所形成的稳定传热量 \bar{q} , 与由于外扰波动值 $\Delta T_e(t)$ 引起的车体、车顶内表面温度 $\Delta T_N(t)$ 波动而产生的附加不稳定传热量 Δq 之和:

$$q = \bar{q} + \Delta q = K(\bar{T}_e - T_a) + \alpha_H \sum_{n=1}^m \frac{\Delta T_{e,n}}{v_n} \cos(\omega_n t - \varphi_n - \epsilon_n) = K \left[\bar{T}_e - T_a + \frac{\alpha_H}{K} \sum_{n=1}^m \frac{\Delta T_{e,n}}{v_n} \cos(\omega_n t - \varphi_n - \epsilon_n) \right] \quad (5)$$

2.4 通过车窗玻璃传入的热量

通过车窗进入车内的得热量有瞬时传热得热和日射得热, 对于前者, 可参照 2.3 节的方法进行计算, 下面主要就车窗日射得热冷负荷进行讨论^[4-5]。

2.4.1 太阳的直射强度

透过大气层的直接辐射强度 I_{dh} 为：

$$I_{dh} = I_0 P csc\beta \quad (6)$$

I_0 ——太阳常数,其值为 $1\ 353\ W/m^2$, P ——大气透射率,一般取值 $0.65 \sim 0.75$, β ——太阳的高度角。

与正南方向夹角为 ϵ 的竖直面上的直接日射强度 I_{dv} 为：

$$I_{dv} = I_{dh} \cos\beta \cos(\alpha - \epsilon) \quad (7)$$

α ——太阳的方位角。

当汽车向正南方向行驶时,东侧面法线与正南方向夹角为 270° ,前壁面与正南方向夹角为 0° ,西侧面与正南方向的夹角为 90° ,而后侧面与正南方向的夹角为 180° 。

对于倾斜角为 Ψ 的斜面的直接日射为：

$$I_{\Psi} = I_{dh} (\sin\beta \cos\Psi + \cos\beta \cos\alpha \sin\Psi) \quad (8)$$

长安 SC1011A 微型车窗玻璃中,只有前窗玻璃与水平面的夹角为 60° ,其它的侧面玻璃窗与水平面的夹角均为 90° 。

2.4.2 太阳散射强度

水平面上太阳散射强度为：

$$I_{sh} = 0.5 I_0 \sin\beta \frac{1 - P^{csc\beta}}{1 - 1.4 \ln P} \quad (9)$$

斜面上太阳散射强度为：

$$I_{s\phi} = \cos^2 \frac{\phi}{2} I_{sh} \quad (10)$$

ϕ ——斜面与水平面的夹角。

则通过玻璃窗传入的总热量为：

$$Q_C = AK(t_b - t_i) + CAq_b u \quad (11)$$

其中, A ——玻璃窗面积, m^2 ; k ——玻璃窗传热系数, $W/(m^2 \cdot k)$; t_b ——玻璃温度,取室外环境温度; t_i ——车内温度; C ——玻璃窗遮阳系数,取 $C = 0.06$; u ——非单层校正系数; $u = 1$ 。

q_b ——通过单层玻璃的太阳辐射强度 W/m^2 ：

$$q_b = \tau_c I_c + \tau_s I_s \quad (12)$$

τ_c ——透过玻璃的太阳直射投射率, $\tau_c = 0.84$;

τ_s ——透过玻璃窗的太阳散射投射率,取 $\tau_s = 0.08$ 。

2.5 漏风热负荷

长安 SC1011A 微型汽车没有设置专门的新风系统,因此只有漏风热负荷。设根据车速变化和缝隙宽度而引起的单位长度每小时漏风量为 l_n , s 为车门、窗缝隙总长,则有：

$$Q_A = l_n s \rho (h_{out} - h_{in}) \quad (13)$$

其中, h_{out} ——室外空气的焓值; h_{in} ——室内空气的焓值; ρ ——空气密度,取 $1.2\ kg/m^3$ 。

2.6 人体热负荷

$$Q_P = Q_d + 116nn' \quad (14)$$

其中,

Q_d ——司机人体散热量,一般取为 $170\ W$;

n ——乘员数,根据设计要求,取为 4 人;

n' ——群集系数,取 0.89 。

2.7 发动机室热负荷

根据厂方实测的数据:发动机室温度为 $70\ ^\circ C$,传热面积 F 为 $0.84\ m^2$ 。

$$Q_E = K_E F_E (t_E - t_n) \quad (15)$$

其中, K 为传热系数,发动机内侧壁面对流放热系数可取 $\alpha_E = 10\ W/m^2 \cdot k$ 。室内空气与发动机机罩面的对流放热系数因室内风速较小取为 $\alpha_n = 29\ W/m^2 \cdot K$

2.8 照明设备、仪器、仪表的额定功率

长安 SC1011A 微型汽车车内的蒸发器风机的额定功率、照明设备、仪器仪表的功率之和为 $75\ W$ 。则

$$Q_M = 75\ W$$

3 计算结果及结论

3.1 计算结果及其分析

根据上述动态计算方法,编制计算机程序^[6],计算得到逐时的得热量与冷负荷的结果如表 1。图 1 显示了计算日各时刻负荷的变化。

表 1 不同计算时刻的得热量及冷负荷

W

时刻	车窗得热量	围护结构得热量	门窗漏风得热量	人体散热量	发动机室散热量	车内其它设备散热量	总的冷负荷
6:00	441.017	86.552	458.856	479.72	113.525	75	1 737.403
7:00	607.936	180.517	527.966	479.72	113.525	75	2 083.897
8:00	723.457	282.869	599.269	479.72	113.525	75	2 387.532
9:00	781.860	386.631	667.764	479.72	113.525	75	2 629.725
10:00	774.286	484.733	728.216	479.72	113.525	75	2 788.254
11:00	714.616	570.489	775.660	479.72	113.525	75	2 865.461

续表 1

W

时刻	车窗得热量	围护结构得热量	门窗漏风得热量	人体散热量	发动机室散热量	车内其它设备散热量	总的冷负荷
12:00	670.490	638.055	805.965	479.72	113.525	75	2 921.894
13:00	714.616	682.826	816.387	479.72	113.525	75	3 026.179
14:00	774.286	701.752	805.965	479.72	113.525	75	3 097.760
15:00	781.860	693.543	775.660	479.72	113.525	75	3 065.273
16:00	723.457	658.757	728.216	479.72	113.525	75	2 917.610
17:00	607.936	599.766	667.764	479.72	113.525	75	2 670.896
18:00	441.017	520.590	599.269	479.72	113.525	75	2 340.578

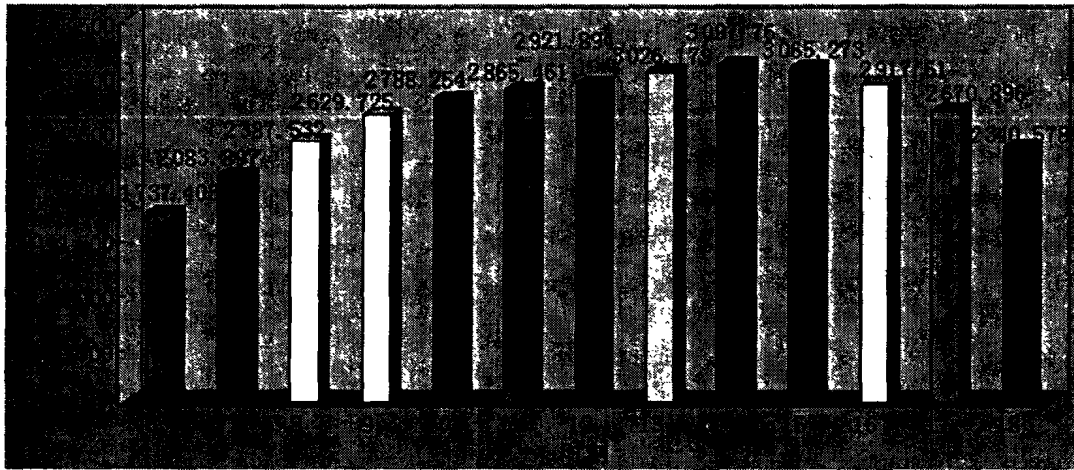


图 1 计算日各时刻负荷

由图 1 可知,下午 14:00,冷负荷最大,图 2 显示了最大冷负荷时,各得热量的大小及所占的比例。

车窗得热量 Q_c :774.286 W,26.24%;

围护结构得热量 Q_w :701.752 W,23.79%; 门窗漏风得热量 Q_L :805.965 W,27.32%;

人体散热量 Q_R :479.720 W,16.26%;

发动机室散热量 Q_F :113.530 W,3.85%; 照明设备散热量 Q_i :75.000 W,2.54%。

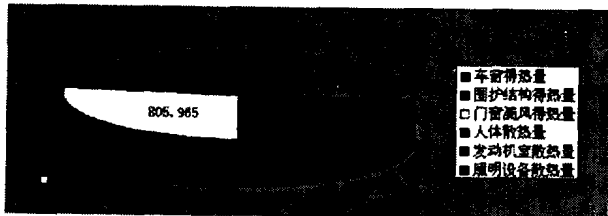


图 2 各得热量比例图

分析:长安 SC1011A 微型载货汽车空调冷负荷中,车窗得热量和围护结构得热量之和占总的空调负荷的比例为 50.03%,符合汽车空调冷负荷比例标准(一般车窗得热量和围护结构得热量之和占总的空调负荷的

比例为 41% ~ 60%);用此结果指导空调装置的设计,通过实车环境模拟实验,车内环境的热舒适性很好,证明采用谐波反应法计算汽车空调负荷是合理的。

3.2 结 论

由以上计算可知,重庆长安牌 SC1011A 微型载货汽车空调负荷最大出现在下午 14:00,其最大空调负荷为 3 098 W。

参考文献:

- [1] 吴宝志. 汽车空调[M].北京:宇航出版社,1991.
- [2] 单寄平. 空调负荷实用计算法[M].北京:中国建筑工业出版社,1989.
- [3] 徐湘波,胡益雄. 建筑物及汽车空调负荷[M].合肥:国防科技大学出版社,1997.
- [4] 陈沛霖,曹叔维,郭建雄. 空调负荷计算理论与方法[M].上海:同济大学出版社,1987.
- [5] 孙纯武,刘宪英,黄忠,等. 汽车空调车室冷负荷计算方法[J].四川制冷,1997,20(3):15-23.
- [6] 金显明. 空调工程负荷计算与程序汇编[M].天津:天津大学出版社,1987.

Calculating the Cooling Load of Cars' Air-Conditioning System

LI Kui - ning, YANG Ying, TONG Ming - wei

(College of Engineering Thermophysic, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: This paper adopts harmonic reaction method to calculate the cooling load of the air-conditioning system of the NO. 1011A loaded-miniature cars in Chongqing Chang'an Automobile Company. The study indicates that harmonic reaction method is more exact than traditional steady method to show the dynamic characteristic of cooling load. The maximum cooling load appears on 2:00 pm, it's 3 098 W. Among the whole cooling load, heat load through windows and heat load through components are the biggest, they occupy 50% of the whole amount. Heat load of air leaks occupies 27.3%, which shows that it is necessary to improve the seal of cars. Chongqing Chang'an Automobile Company develops optimize design for the air-condition system with this result, which reaches a perfect climate effect.

Key words: automobile air conditioner; cooling load; harmonic reaction method

(责任编辑 张 苹)

(上接第 60 页)

TiO₂ Photocatalysis and its Effect of Sterilizing and Killing Bacterium in Low Temperature Equipment

FENG Qing, LIU Gao - bin, WANG Wan - lu

(Department of Application Physics, Chongqing University, Chongqing 40004, China)

Abstract: Some small particles can be produced from TiO₂ by using photocatalytic reaction. These small particles have high oxidation ability and can be used in refrigeration equipments in order to sterilize and kill bacterium. The principle of TiO₂ photocatalysis and the actions of sterilizing and killing bacterium were introduced. It is explained that different structures of TiO₂ have different photocatalytic performances and clarify the ways of combining large band gap semiconductor with small band gap semiconductor and doping impurity to enhance TiO₂ photocatalytic efficiency. Some problems of TiO₂ photocatalysis and application prospects were put forward.

Key words: TiO₂; photocatalysis; sterilize; kill bacterium

(责任编辑 吕赛英)