

高速空调客 车热工研究



Б.Н. 基塔耶夫 И.М. 鲁宾奇克 Е.В. 古德玛 著
吴宣中 译 中国铁道出版社

高速空调客车热工研究

Б.Н. 基塔耶夫
И.М. 鲁宾奇克 著
Е.В. 古德玛

中 国 铁 道 出 版 社

1983年·北京

Б.Н.КИТАЕВ, И.М.РУБИНЧИК, Е.В.ГУДЫМА
Пути улучшения
теплотехнических показателей
пассажирских вагонов
с кондиционированием воздуха
при высоких скоростях движения
МОСКВА «ТРАНСПОРТ» 1974

高速空调客车热工研究

Б.Н.基塔耶夫, И.М.鲁宾奇克, Е.В.古德玛 著

吴宣中 译

中国铁道出版社出版

责任编辑 庄大圻 封面设计 王毓平

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本: 787×1092 $\frac{1}{4}$ 印张: 2.625 字数: 57 千

1983年2月 第1版 1983年2月 第1次印刷

印数: 0001—1,500册 定价: 0.45元

内 容 简 介

本书是全苏铁道运输科学研究院的论文集。全书分为四章：第一、二章主要阐述高速空调客车隔热结构的理论与试验研究成果；第三、四章主要讨论客车空调热工计算方法，并提出了提高空调系统工作效率的建议。

本书可供与客车空调有关的科研、制造、检修和运用方面的技术人员参考，也可供铁道车辆专业的教师、研究生和高年级学生阅读。

目 录

第一章 通过车体隔热结构的进热量	1
1. 确定车内微气候的进热量.....	1
2. 车内外温度恒定时进热量的计算.....	2
3. 车内外温度周期性波动时进热量的计算.....	12
第二章 通过隔热结构的进热量与运行速度的关系	23
1. 传热计算和试验研究的结果.....	23
2. 车辆运行时、试验确定车体传热系数.....	29
3. 减少进热量的可能性.....	37
第三章 必要产冷量、车内空气温度和湿度的计算	43
1. 在夏季通风工况（不制冷）时车内 空气的温度.....	43
2. 考虑高速运行时的透气，制冷设备产冷量和 车内空气湿度计算.....	51
第四章 改善车辆热力状况的可能性和对空气调节 装置的技术要求	57
1. 车内空气湿度和必要产冷量与再循环空气量 及进热量的关系.....	57
2. 装有制冷设备的客车冷却和加热的速度.....	61
3. 空调装置的技术特性和在高速运行时 对它的要求.....	70
参考文献.....	76

第一章 通过车体隔热结构的进热量

1. 确定车内微气候的进热量

没有制冷设备的客车在夏季运行时，车内空气温度显著地超过外气温度。由于太阳辐射对隔热结构的作用和车内散热^①的结果，出现了车内空气的过热。

只有在较低的运行速度下，才允许用开窗通风的方法来降低车内空气的过热。由于不允许车内空气流速过高和大量灰尘进入车内（根据卫生规范），在运行速度超过 80~100 公里/小时，开窗通风的方法就不能采用。因此，在高速运行时，客车只能用通风系统来进行换气。

在苏联的某些地区，客车在高速运行时也可以没有制冷设备。在这些车上，采用降低进热量和提高通风系统送风量的方法，可以在一定范围内减少空气的过热。南方和中部地区运用的客车，最好用装有制冷设备的空调装置。

运用中的空调客车，在某些情况下可能出现超过卫生规范的过高的空气湿度。我们可以用某些方法来降低空气湿度，例如选择通风系统输送的新鲜空气和再循环空气最适宜的比例，并配合减少进热量和减少必要产冷量的措施。

车体隔热结构^②的品质是决定客车内部微气候最重要的因素之一。改善车体隔热结构的品质可以大大地减少传入车内的热量和空调装置的必要产冷量。降低产冷量不仅对车内温度，而且对车内空气湿度都有影响。降低太阳辐射通过车

① 译注：指旅客、发热设备和隔热结构内表面的散热。

② 译注：也可译作“围护结构”（下同）。

窗传入的进热量有很大的意义，因为50~70%的产冷量用于抵消这部分进热量。

随着运行速度的提高，通过车体隔热结构的传热量也在增加，特别是由于通过不严密处的透气加剧。许多研究的结果指出：在速度160~200公里/小时时，除去太阳辐射外，进热量增加1.7~2.5倍，所以高速运行的客车车体必须有良好的密封性。

2. 车内外温度恒定时进热量的计算

为了确定在车内外温度恒定时，通过车体隔热结构的进热量，必须知道结构的传热系数。

无限大的多层平壁的传热系数 k 按下式计算：

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B}} \quad (1)$$

式中 α_H 和 α_B —— 分别为隔热结构外表面和内表面的放热系数，千卡/米²·小时·°C；

δ_i —— 各层的厚度，米；

λ_i —— 每层材料的导热系数，千卡/米·小时·°C。

在隔热结构中可能有空气层，其热阻用当量导热系数的方法来计算

$$\lambda_s = \lambda_T + \lambda_K + C v \delta_n \quad (2)$$

式中 λ_T —— 空气的导热系数，千卡/米·小时·°C；

λ_K —— 考虑对流传热的假想导热系数，千卡/米·小时·°C；

C —— 空气层两边界面的换算辐射系数；

$$C = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}}$$

其中 C_1 和 C_2 —— 空气层两边界面的辐射系数, 千卡/米²·

$$\text{小时} \cdot \left(\frac{K}{100} \right)^4;$$

C_0 —— 绝对黑体的辐射系数, 千卡/米²·小时·

$$\left(\frac{K}{100} \right)^4;$$

ν —— 温度系数,

$$\nu = \frac{\left(\frac{\pi}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4}{t_1 - t_2}$$

而且 T_1 、 T_2 和 t_1 、 t_2 —— 分别为用绝对温标和摄氏温标表示的界面温度;

δ_n —— 空气层厚度, 米。

$\lambda_T + \lambda_K$ 值可按下式计算:

$$\lambda_T + \lambda_K = 0.18 (G_r \cdot P_r)^{0.25} \lambda_T \quad (3)$$

式中 G_r 和 P_r —— 分别为格拉晓夫和普朗特准则 [1]。

根据任意假设的空气层两界面的温度值, 可以按照上述公式用渐近法计算出空气层的热阻 δ_n / λ_0 。

各种厚度空气层的 $\lambda_T + \lambda_K$ 值与界面温度差 $t_1 - t_2$ 的关系表和确定温度系数的表是由 K·Φ·福金编制的。

在车体隔热结构的隔热层中存在着导热的构架元件。为了计算受构架元件影响的局部区域的平均传热系数, 已提出了许多近似的方法。在车辆制造业中, 得到采用的主要是元件热平衡法、元件截面法和圆弧热流法。

元件热平衡法

车体构架元件的长度比隔热结构的厚度大得多。如果把构架元件的长度看作无限大，则可以对隔热结构的温度场进行研究，这时，平行于该元件横截面的所有平面的温度场都认为是一样（平面温度场的情况）。

在稳定传热的工况下，平面温度场的微分方程式有如下形式：

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = 0 \quad (4)$$

在温度场的范围内，如有不同导热系数的结构元件，一般方程式的积分太复杂。

用有限差分法来求解方程式，问题可得到简化。这时，温度场的微分方程式用普通的线性方程式组来代替。用直线划分成的网格是由每边长度为 Δ 的正方形组成，直线交点处所要求的温度就是线性方程式组的未知数。对于所研究的温度场应该这样划分网格：直线的交点（节点）要设在必须确定温度的位置，同时直线的方向应平行和垂直于基本热流方向。对T形构架元件的结构，划分网格的例子表示在图1上。

按照稳定传热过程的条件，每个节点由毗连的四个节点所得到的热量之和应该等于零。根据热平衡方程式，我们得到求网格上任意节点温度的公式

$$t_{x,y} = (k_{x-\Delta} t_{x-\Delta,y} + k_{y+\Delta} t_{x,y+\Delta} + k_{x+\Delta} t_{x+\Delta,y} + k_{y-\Delta} t_{x,y-\Delta}) / (k_{x-\Delta} + k_{y+\Delta} + k_{x+\Delta} + k_{y-\Delta}) \quad (5)$$

如果节点位于同一种材料的区间内，那么

$$t_{x,y} = \frac{t_{x+\Delta,y} + t_{x-\Delta,y} + t_{x,y+\Delta} + t_{x,y-\Delta}}{4} \quad (6)$$

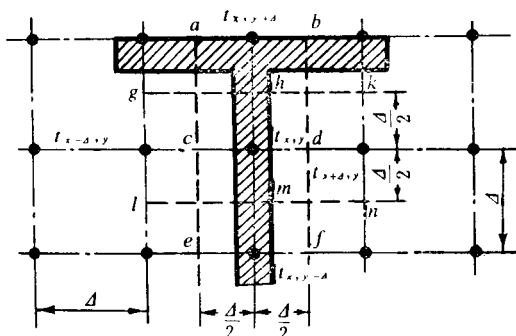


图1 温度场的计算简图

为了计算温度场和传热系数，依据公式(5)和(6)，可以建立每一个节点的方程式组。网络上各节点间的传热系数计算是基于如下假设：邻接的各节点间的传热只发生在划分节点的正方形内（例如，在温度为 $t_{x,y}$ 和 $t_{x,y+\Delta}$ 的两个节点间只在正方形 $a b c d$ 内）。在同一材料的正方形范围内，传热系数是由导热系数 λ 与尺寸 Δ 的比值来确定；在有不同材料的正方形范围内，可用下述的任一种近似法来计算。

在隔热结构两侧面的空气温度一定的情况下，计算开始时，先任意假设网络节点的温度值，然后按照每个节点的公式计算温度，并用所得到的温度去代替原来的数值，这种替换重复进行，直至网络上每个节点按相应的公式所求得温度为恒定值，并在预定的精度范围内。

空间温度场微分方程的有限差分法原则上与上述方法相同。空间温度场可以用格栅划分成棱边长度为 Δ 的立方体。由于计算工作量很大，所以实际上空间温度场的计算是困难的。在车体隔热结构计算所要求的精度范围内，可以只用平面

温度场计算。平面和空间温度场可容易地用电动积分器来确定，在这种情况下，电模拟是基于温度场中的温度与静电场中的电位相似。

按照温度场可以计算隔热结构的传热系数。为了这个目的，我们求出结构一个表面的平均温度 $t_{c.p}$ 。通过该表面的热流可以记为如下形式：

$$Q' = \alpha(t_I - t_{c.p})$$

式中 t_I —— 靠近该表面的空气温度；

α —— 表面放热系数。

通过隔热结构的热流为

$$Q'' = k(t_I - t_{II})$$

式中 t_{II} —— 靠近另一表面的空气温度。

在稳定传热工况时，根据 Q' 和 Q'' 的平衡我们得到

$$k = \alpha \frac{t_I - t_{c.p}}{t_I - t_{II}} \quad (7)$$

因此，知道了隔热结构的温度场和算出了隔热结构一个表面的平均温度，按照公式 (7) 可以确定该结构的传热系数。

元件截面法

为了计算隔热结构的传热系数，在建筑和车辆制造中采用了近似的元件截面法，它比其它方法简单些 [2、3、4]。

用元件截面法计算传热系数分为两个步骤。第一步用平行于热流的“不导热的平面”将结构分成几部分，各部分由一层或几层垂直于热流方向的均质层组成。对于这种计算简图，传热系数 k_m 可以按下式确定

$$k_m = \frac{\sum_{i=1}^m k_i F_i}{\sum_{i=1}^m F_i} \quad (8)$$

式中 k_i ——隔热结构各个部分的传热系数；

F_i ——各个部分占结构表面的面积。

第二步用垂直于热流方向的导热平面将隔热结构分成几层，每层沿热流方向上是均质的，并由一种或几种材料组成。对于由几种材料组成的传热层其平均导热系数按下式计算

$$\lambda_{op} = \frac{\sum_{j=1}^n \lambda_j F_j}{\sum_{j=1}^n F_j} \quad (9)$$

式中 λ_j ——各种材料的导热系数；

F_j ——在该层表面上每种材料所占的面积。

在这种情况下，传热系数 k_n 按公式 (1) 来确定，对于厚度为 δ_i 的各层，皆用其导热系数 λ_{op} 代入式中 (图 2)。

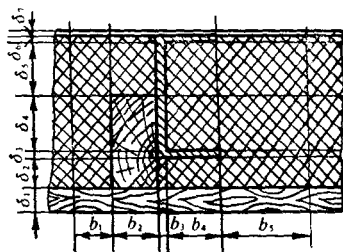


图 2 用元件截面法计算隔热结构传热系数的简图

在将隔热壁当作无限大平壁 (平面热流) 来研究时，其面积值用线性尺寸来代替。例如，为了计算如图 2 结构元件的传热系数，我们可得到下列公式：

$$k_m = \frac{k_1 b_1 + k_2 b_2 + k_3 b_3 + k_4 b_4 + k_5 b_5}{b_1 + b_2 + b_3 + b_4 + b_5}$$

$$\lambda_{cp} = \frac{\lambda_1 b_1 + \lambda_2 b_2 + \lambda_3 b_3 + \lambda_4 b_4 + \lambda_5 b_5}{b_1 + b_2 + b_3 + b_4 + b_5}$$

k_m 值总是小于实际值，而 k_n 总是大于实际值，但比 k_m 更接近实际值。因此，推荐传热系数按下式来确定

$$k = \frac{k_m + 2k_n}{3} \quad (10)$$

圆弧热流法

在船舶和车辆制造中，广泛地采用了由 E·B·约里索和 A·E·尼托契金拟定的圆弧热流法，来计算具有金属构架的隔热结构的传热〔5、6〕。这个方法是基于下述的一些假设，并图示在车体隔热结构的典型元件上（图3）。

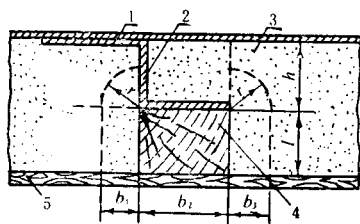


图3 用圆弧热流法计算隔热结构传热系数的简图

- 1 —— 金属外包板； 2 —— 构架元件；
3 —— 隔热材料； 4 —— 垫木；
5 —— 非金属内包板。

由于结构的金属部分热阻不大，有金属外包板1的隔热结构，其

外表面的等温线能传至包板的内表面及与包板焊在一起的金属构架元件2上。

假定垂直于包板的金属构架元件的热量是沿圆弧线传递的，圆弧线的中心在构架元件边缘的角上，圆弧线的长度等于半径为 r 的圆周的 $\frac{1}{4}$ ，半径 r 的大小由0变化到 $r_{\max} =$

$\frac{2}{\pi}h$, 而 r_{max} 是按弧线的热阻与垂直于包板 1 表面的直线热阻相等的条件确定的。填在结构金属元件内部的绝热材料热阻忽略不计。

在 b_1 和 b_3 区内的热阻 R_1 和 R_3 按下式确定

$$\frac{1}{R_1} = \frac{1}{R_3} = \frac{1}{b_1} \int_0^{\frac{2h}{\pi}} \frac{\lambda_u dr}{l + \frac{\pi}{2}r} = \frac{2\lambda_u}{\pi b_1} \ln \frac{h+l}{l}$$

式中 λ_u ——隔热材料的导热系数,

l ——从圆弧热流区到结构内包板的距离 (在热量传递的方向上)。

在 b_2 区内, 直线热流是由平行于包板 5 的构架元件传出, 其热阻 R_2 按下式计算

$$\frac{1}{R_2} = \frac{\lambda_n}{l}$$

式中 λ_n ——垫木 4 的导热系数,

在构架元件影响区以外的宽度 b_4 范围内, 其热阻 R_4 按下式计算

$$\frac{1}{R_4} = \frac{\lambda_H}{h+l}$$

知道了所有区间的热阻, 就可以确定整个隔热结构的平均热阻 (按表面积计算) 及其传热系数。

在作了某些变形的情况下, 圆弧热流法可用来近似地评价具有非金属构架结构的传热系数 [6]。

我们来研究图 4 所示的计算实例。假定温度沿墙壁的厚度线性分布, 这时与表面距离为 x (在热流方向上) 的构架温度 t_x 由下列方程式求得

$$\frac{t_x - t_{hx}}{t_{Hn} - t_{hx}} = \frac{h - x}{h} \quad (11)$$

式中 $t_{H\Pi}$ —— 墙壁外表面温度；

t_{hx} —— 与外表面距离为 h 的构架温度。

当热量从外部向结构内部传递时，按公式 (11) 确定的温度 t_x 偏高，所以按此法算出的传热系数同样也是偏高的，这样将提高车辆传热计算的可靠性。

对于具有非金属构架的隔热结构，采用上述的圆弧热流法适用于评价最大可能的传热系数值。

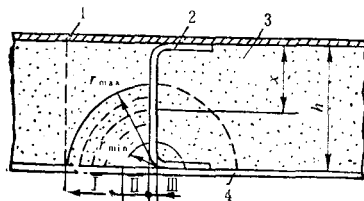


图4 具有非金属构架的隔热结构传热系数计算简图

- 1 —— 金属外包板； 2 —— 构架元件；
3 —— 隔热材料； 4 —— 非金属内包板。

隔热结构外表面与距离为 h 的构架元件及隔热材料之间的温差，反比于构架和隔热材料的导热系数

$$\frac{t_{H\Pi} - t_h}{t_{H\Pi} - t_{hx}} = \frac{\lambda_{\kappa}}{\lambda_u} \quad (12)$$

式中 t_h —— 构架区域外距外表面为 h 的隔热材料温度。

构架元件的热量沿着圆弧线传递，圆弧线的长度为半径 $r = h - x$ 的圆周的 $\frac{1}{4}$ ，半径 r 在 $r_{\min}$ 至 $r_{\max}$ 内变化。 $r_{\max}$ 值根据沿圆弧线热流与从隔热结构表面沿直线热流相等的条件来求得，即

$$\frac{\lambda_u}{h} (t_{H\Pi} - t_h) = \frac{\lambda_u}{\frac{\pi}{2} r_{\max}} (t_x - t_h) \quad (13)$$

由方程式 (11)、(12) 和 (13) 可得到

$$r_{\max} = h \frac{1 - \frac{\lambda_u}{\lambda_{\kappa}}}{\frac{\pi}{2} - \frac{\lambda_u}{\lambda_{\kappa}}} \quad (14)$$

$r_{\min}$ 值根据沿圆弧线与在构架元件中沿直线的热流相等的条件来确定, 即

$$\frac{\lambda_k}{h} (t_{HII} - t_h) = \frac{\lambda_u}{\frac{\pi}{2} r_{\min}} (t_x - t_h) \quad (15)$$

由方程式 (11)、(12) 和 (15) 得到

$$r_{\min} = h \frac{1 - \frac{\lambda_u}{\lambda_k}}{\frac{\pi}{2} \frac{\lambda_k}{\lambda_u} - \frac{\lambda_u}{\lambda_k}} \quad (16)$$

在 $\lambda_k = \infty$ 时, $r_{\max} = \frac{2}{\pi} h$ (金属构架) 和 $r_{\min} = 0$; 如果 $\lambda_k = \lambda_u$, 我们得到 $r_{\max} = r_{\min} = 0$ 。

下一步的计算与用约里索-尼托契金法一样进行。而且中间第 II 区的热阻可以取作等于相邻的第 I 区和第 III 区热阻的算术平均值。

对于隔热层中有导热构件的隔热结构, 其元件的传热系数计算在所研究的三种主要方法中, 元件的热平衡法通用性最好, 并且能够得到所要求的计算精度。但是, 在不用计算机的情况下采用这种方法是最费劲的。

元件截面法不能保证在任何情况下都有足够的计算精度, 特别是在结构中有金属构架时。所得到的计算结果与实际传热系数值相差可达 20~25%。

计算具有金属构架的隔热结构传热系数时, 圆弧热流法能保证其计算精度达 90%^①, 即比元件截面法有更高的精度。前面所讲过的圆弧热流法的变形, 仅能大致评价隔热结构隔热层中的非金属构件 (夹杂物) 对传热系数的影响。

计算构架式隔热结构的传热系数还有其它的一些方法, 它们的基本原理与上述的几种方法相同。

^① 译注: 原文误为 10%。

3. 车内外温度周期性波动时 进热量的计算

车辆的车体隔热结构承受着周期性的热作用，主要是由空气温度的波动和太阳辐射强度的变化而引起的。在某些情况下，特别是在夏季，外部的热作用呈现昼夜重复性，白天有最高温度，夜间有最低温度。由于车体隔热结构属于平面多层壁，因此要研究周期性温波通过这类壁面的传递问题。

A. M. 什克洛维尔已经非常完善地解决了这个问题〔7、8〕。他对谐性温波的传递问题取得了精确的分析解。因为所有的周期函数都能表达为谐波函数的级数和的形式，因此，任何周期性热作用方面的问题实质上都已解决。但是将温度函数分解为谐波级数计算繁杂，上述方法难以采用。同时，温波通过车辆或房屋隔热结构的传递计算也不需要很高的精度。

根据A. M. 什克洛维尔法，这里提出一种不将温度函数分解成谐波级数的解法。下面研究空气温波通过隔热结构的传递。在太阳直接辐射的作用下，外气温度必须用公式(47)所算出的总外气温度来代替。

按谐波规律变化的空气温度能用如下的形式表达：

$$t_s = t_s^{\circ p} + A \cos \omega(\tau - \tau^*)$$

式中 $t_s^{\circ p}$ ——谐性波动的温度平均值，°C；

A ——温波的振幅，°C；

ω ——温波的角频率，1/小时；

$$\omega = \frac{2\pi}{T}$$

T ——温波的周期，小时；

τ ——时间，小时；