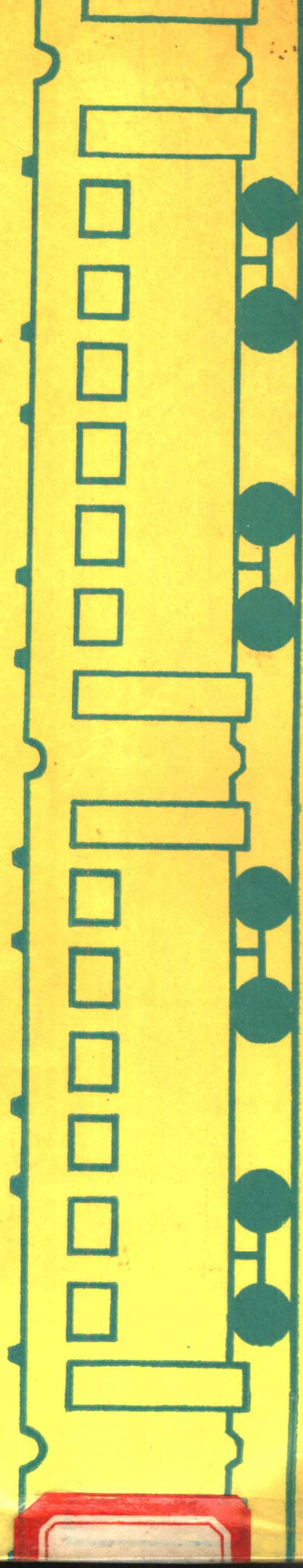


车辆设计参考手册

●客车采暖、通风与空气调节



车 辆 设 计 参 考 手 册

客 车 采 暖 、 通 风 与 空 气 调 节

西南交通大学	章 音	主 编
上海铁道学院	滕兆武	主 审

中 国 铁 道 出 版 社

1993年·北京

(京)新登字063号

内 容 简 介

本书是《车辆设计参考手册》中的一本分册，其主要内容为：铁路客车采暖、通风与空气调节系统的设计、计算，车体隔热壁的热工计算，以及制冷和空气调节的控制系统的设计等。

本书是铁道部高等学校车辆专业教学指导委员会组织编写的教学参考书，也可供铁路有关部门工程技术人员参考。

车辆设计参考手册

客车采暖、通风与空气调节

章 音 编 武 主 审

中国铁道出版社出版、发行

(北京)单 号

责任编辑 林 书 号 赵敬宇

各 地 新 华 书 店 经 售

北京市燕山印刷厂印刷

开本，787×1092毫米1/16印张：11.75 插页：1 字数：368 千

1993年7月 第1版 第1次印刷

印数：1—2000册

ISBN7-113-01293-7/U·393 定价：8.00元

前 言

建国四十多年来,我国铁道车辆事业有较大的发展,积累了丰富的设计与运用经验和大量的技术资料。为了更好地培养铁道车辆技术人材,提高高等学校车辆专业的教学质量,1981年铁道部高校铁道车辆专业教材编委会决定组织编写一套设计手册类的教学参考书,并定名为《车辆设计参考手册》。

本手册是铁道车辆专业的综合性技术工具书,它与有关教材互相配合,着重介绍铁道车辆各部分设计的常用计算公式、标准、规格、参数、主要结构型式及设计程序等。诸如构造作用原理、基本理论、公式推导、试验方法等内容,已在各课程的教材中讲授过的,本手册不再列入。同时,由于篇幅所限,主要以介绍国内现用的设备为主,适当介绍一些国外资料。在编写中,力求做到简明扼要、条理清晰、图文充实,并附计算例题,使读者在综合研究和处理技术问题,可起到备查、提示和启发的作用。

本手册原计划分为《车辆总体及车体》、《转向架》、《制动装置》及《车辆制冷、空气调节与供电》四个分册。前面三本分册已按计划出齐,后一本分册由于资料尚未收集完备,现改名为《客车采暖、通风与空气调节》,而其余内容待资料齐备后再考虑编写出版,请读者见谅。

铁路客车是我国主要的旅客运输工具。随着人民物质文化生活水平的提高和旅游事业发展的需要,现代的客车不仅要保证高速、安全地运行,而且必须为旅客和车上工作人员创造一个更加舒适和卫生的环境。为此,必须在车上安装类似固定建筑物一样的采暖、通风与空气调节设备。

我国由于幅员辽阔,一年四季气候多变,车内空间较小,列车能源有限,工作环境(加冲击和振动)恶劣。因而,所采用的采暖、通风与空气调节设备与固定建筑物所采用的有很大区别,具有自身独特性。

本书根据我国解放以来的实践经验和理论研究成果,参考国内外有关资料,将客车采暖、通风与空气调节系统和有关的制冷、自动控制设备、车体隔热壁的热工性质等方面的设计计算方法、技术参数、计算公式与图表、设计规范和技术条件以及有关的设备和配件资料汇编成册,以供设计客车参考。

本书力求采用国际单位,但因引用资料涉及众多试验资料,换算困难,故仍保留少数工程单位,如气压单位采用 mm Hg 等。

本分册由西南交通大学章晋主编,上海铁道学院滕兆武主审。书中通风系统由大连铁道学院苗彦英协助编,制冷压缩机、膨胀阀、毛细管与控制配件由长沙铁道学院李克明协助编,其它部分由西南交通大学章晋编写。

目 录

符号表	1
I. 总 论	2
(I) 大 气	2
(II) 人体热平衡和舒适感	3
(III) 车内外空气参数	5
(IV) 客车采暖、通风与空气调节的设计原则	6
II. 车体隔热壁的热工计算	7
(I) 客车隔热壁	7
(II) 车体隔热壁的传热	8
(III) 车体隔热壁传热系数 k 的计算	10
(IV) 空气层的传热	15
(V) 求隔热壁 k 值的边界条件	16
(VI) 隔热壁内的水气渗透	17
(VII) 隔热壁内壁面冷凝水	18
(VIII) 不稳定传热的热计算	18
III. 车辆的热湿负荷	23
(I) 太阳辐射热的计算	23
(II) 通过车体隔热壁的传热量	26
(III) 车内人员及机电设备的散热量和散湿量	26
(IV) 空调客车的通风量	27
(V) 空调装置的必要产冷量	29
(VI) 采暖系统必要的发热量	29
IV. 通风系统	31
(I) 概 述	31
(II) 滤 尘 器	40
(III) 通风管道的设计	41
(IV) 空调客车客室的气流组织	55
(V) 通 风 机	67
(VI) 诱导空调系统	74
V. 制冷系统	79
(I) 客车制冷量的确定	79
(II) 制冷压缩机的选择	79
(III) 冷凝器的设计计算	90
(IV) 蒸发器的设计计算	93
(V) 蒸发器的校核计算	97
(VI) 热力膨胀阀的选择	97
(VII) 毛细管的选择计算	99
(VIII) 回热器的设计计算	101
(IX) 贮液筒的选择计算	102
(X) 油分离器	103
(XI) 制冷系统控制阀件的选择	103
(XII) 制冷系统的管路设计	107
VI. 客车的采暖	110
(I) 概 述	110
(II) 温水采暖装置	110
(III) 温水采暖装置的设计	112
(IV) 电热采暖	119
VII. 客车空调自动控制系统设计	122
(I) 概 述	122
(II) 直流电动机起动与变速电路	122
(III) 三相异步电动机的起动与调速	124
(IV) 客车空调的自动控制方式	125
(V) 控制元件选择	125
(VI) 配电系统的保护	132
(VII) 主令电器	142
(VIII) 客车空调控制系统电路设计实例	143
附录 1 湿空气的密度、水蒸气压力、含湿量和焓	147
附录 2 湿空气焓湿图	插图
附录 3 我国主要城市空调室外气象参数	149
附录 4 各种风口规格性能参数	164
附录 5 常见电气图形符号对照	175

符 号 表

<i>A, a</i>	面积 (m^2)、波幅	<i>V, v</i>	风量 (m^3/h)
<i>B, b</i>	大气压力 (Pa, mbar)、耗热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$)	<i>W, w</i>	湿量 (g)、水蒸气渗透量 (g/h)
<i>C, c</i>	比热 ($kJ/(kg \cdot K)$)、热容量 (kJ/K)、辐射系数 ($W/(m^2 \cdot K^4)$)	<i>Y, y</i>	传热系数 (W/m^2)
<i>D, d</i>	含湿量 (g/kg 干空气)、透光系数	<i>Z, z</i>	周期 (h)
<i>E, e</i>	辐射能 (W/m^2)	α	对流放热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$)
<i>F, f</i>	热效率系数	β	体积膨胀系数 ($1/K$)
<i>G, g</i>	葛拉晓夫数 (Gr)、重力加速度 (m/s^2)、通风量 (kg/s)	γ	绝对湿度 (g/m^3)、太阳时角
<i>H, h</i>	高度 (m)、太阳高度角	δ	材料厚度 (mm)、太阳赤纬
<i>I, i</i>	焓 (kJ/kg 干空气)	ε	热湿比、黑度
<i>J, j</i>	太阳辐射强度 (W/m^2)	η	效率
<i>K, k</i>	车体传热系数 ($W/(m^2 \cdot K)$)、风道的粗糙度 (mm)	θ, ϑ	温度 (K)
<i>L, l</i>	长度 (m)	λ	导热系数 ($W/(m \cdot K)$)
<i>M, m</i>	体重 (kg)	μ	水蒸气渗透系数 ($g/(mmHg \cdot h \cdot m)$)
<i>N, n</i>	努谢尔特数 (Nu)	ν	运动粘度 (m^2/s)
<i>P, p</i>	水蒸气分压力 (Pa)、普朗特数 (Pr)、大气透明常数	ξ	热稳定系数 (ξ_T)
<i>Q, q</i>	热量 (kJ)、制冷量 (W)	σ	遮光系数
<i>R, r</i>	热阻抗 ($m^2 \cdot K/W$)	τ	时间
<i>S, s</i>	距离 (mm)	ϕ, φ	相对湿度 (%)
<i>T, t</i>	干球温度 ($^{\circ}C$)、绝对温度 (K)	ψ	热惰性系数
		<i>Cl_o</i>	衣服隔热阻 ($m^2 \cdot K/W$)

I. 总 论

的*i*-*d*图(附录2)。

$$i = 1.01t + d \quad (2500 + 1.84t), \text{ kJ/kg干空气} \quad (I-1)$$

$$d = 0.622 \frac{\varphi P_{q,s}}{B - \varphi P_{q,s}}, \text{ g/kg干空气} \quad (I-2)$$

式中 $B = 101325 \text{ Pa}$ ——大气压力。

$$P_q = \frac{B \cdot d}{0.622 + d}, \text{ Pa} \quad (I-3)$$

$$\varphi = \frac{P_{q,s}}{P_{q,s}} \times 100\% \quad (I-4)$$

如果已知湿空气的两个参数, 则可从*i*-*d*图上查出其它的参数。

i-*d*图上绘有空气状态变化过程辐射线*e* (空气所得到或失去的热量*Q* (kJ) 和湿量*W* (g) 的比值),

$$e = \frac{\Delta i}{\Delta d} = \frac{Q}{W} \frac{1000}{1000}$$

几种典型状态变化过程如图 I-1 所示。如将*e* = ±∞ 及*e* = 0 线作为界限分割线, 则各象限空气状态变化特征如表 I-2 所示。

表 I-2

象	限	热 湿 比	空气状态变化
I		$e > 0$	增焓加湿升温 (或等温、降温)
II		$e < 0$	增焓减湿升温
III		$e > 0$	减焓减湿降温 (或等温、升温)
IV		$e < 0$	减焓加湿降温

大气中灰尘含量可由表 I-3 查出。灰尘大小为 $2 \sim 10 \mu\text{m}$ 。

(I) 大 气

大气由干空气、水蒸气以及各种灰尘组成。
干空气的体积和重量百分比组成如表 I-1 所示。

表 I-1
干空气组成

气 体 名 称	化 学 符 号	含 量, %	
		按体积	按重量
氮	N ₂	78.12	75.55
氧	O ₂	20.92	23.1
氩、氖、氦等	Ar, Ne, He	0.94	1.3
二氧化碳	CO ₂	0.028	0.05
氢、臭氧	H ₂ , O ₃	0.00051	—

空气中含有水蒸气, 因而称之为湿空气。湿空气的水蒸气含量, 由其温度和相对湿度大小而定。

在一定的大气压力和温度下, 湿空气的饱和水蒸气分压力、饱和含湿量, 以及饱和空气的空气密度和焓值等, 如附录 1 所示。

湿空气在 -30°C 至 +150°C 范围内, 具有理想气体的一切性质, 并服从理想气体的各个定律。

湿空气的性质用其所具有的压力、温度、含湿量、焓和相对湿度等说明。

如设湿空气的干球温度为 *t* (°C), 含湿量为 *d* (g/kg 干空气), 焓为 *i* (kJ/kg 干空气), 相对湿度为 φ (%), 饱和水蒸气分压力为 $P_{q,s}$ (Pa)、水蒸气分压力为 P_q (Pa), 则通过下列公式并选取合适的坐标, 可以绘出湿空气

$c = 0.97$ ——人体比热, $W \cdot h / kg \cdot K (3.49 kJ / kg \cdot K \text{ 或 } 0.83 kcal / (kg \cdot ^\circ C))$ 。

【例 1】一个普通中年人的体重 m 为 $60 kg$, 人体新陈代谢过程产生的热量 $Q = 89 W$, 如果没有热损失和对外作功, 则人体每天的体温将上升 $\Delta t = \frac{89}{0.97 \times 60} = 36^\circ C$ 。

实际上, 人体无论在静止或运动状态, 随时都以对流传导、辐射、发汗和呼吸的方式散发热量, 而且散热量大小与人的性别、年龄、衣着、劳动强度以及环境条件(温度、湿度和气流速度)等多种因素有关。

人体对流散热量 Q_c 为

$$Q_c = a_c \cdot F_{c1} (T_{c1} - T_{a1}), W / m^2 \quad (I-6)$$

式中 a_c ——对流换热系数, $W / (m^2 \cdot K)$;

F_{c1} ——热效率系数;

T_{c1} ——环境绝对温度, K ;

T_{a1} ——人体平均皮肤表面温度, 正常时约为 $307 K$ 。

在海平面上, 风速为 $0 \sim 2.5 m/s$ 环境中的对流换热系数 a_c , 如表 I-4 所示。

表 I-4

人体姿势	$a_c [W / (m^2 \cdot K)]$	附注
坐位	4.1	理论值
立位	4.5 ± 0.3	分项量热法
半卧位	4.3 ± 0.9	纵流

人体热效率系数由式 (I-7) 求出

$$F_{c1} = \frac{1}{1 + 0.155 I_{c1} \cdot a} \quad (I-7)$$

式中

I_{c1} ——衣服隔热阻, clo ;

0.155 —— $1 clo$ 的热阻, $m^2 \cdot K / W$;

a ——人体表面辐射和对流综合换热系数, $W / (m^2 \cdot K)$ 。

各种服装的 I_{c1} 、 F_{c1} 、 a 值如表 I-5 所示。

当风速 V (m/s) 变化时, 在海平面上对流换热系数变化关系如表 I-6 所示。

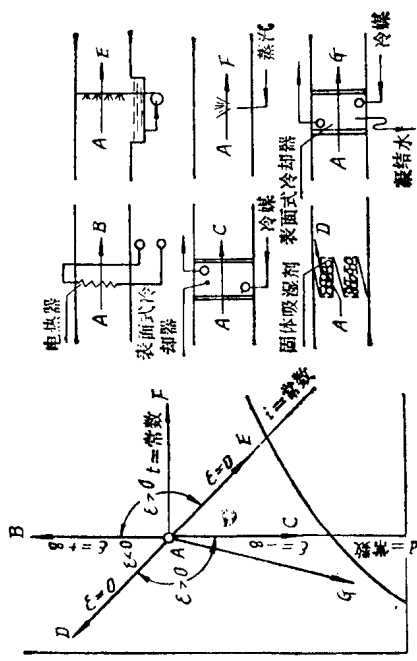


图 I-1

表 I-3

地区	质量含尘浓度 (mg / m^3)
农村或市郊	$0.2 \sim 0.8$
城市中心	$0.8 \sim 1.5$
轻工业区	$1.0 \sim 1.8$
重工业区	$1.5 \sim 3.0$

(II) 人体热平衡和舒适感

人体的能量(化学能、热能和机械能)是靠摄取食物、水和氧气, 经过复杂的反应而得到的。

人体新陈代谢过程产生的热量 Q , 如果全部留在身体内(即没有热损失和对外作功), 则将使体温上升 $\Delta t \cdot ^\circ C$,

$$\Delta t = \frac{Q}{m \cdot c}, ^\circ C \quad (I-5)$$

式中 m ——人体体重, kg ;

表 I-5

服 装 种 类	裸 体	短 裤	短 开 袖 衫、短 领 便 鞋、轻 原 袜	轻 便 长 裤、开 袖 领 衫	经 便 内 衣、棉 毛 衫 裤、有 底 袜 靴	棉 毛 内 衣 和 内 裤、毛 呢 龙 衫、防 风 裤 和 呢 毛 外 套、羊 毛 袜
$\dot{I}_{cl}$, (clo)	0	0.1	0.3	0.5	0.7	2.0
a [(W/(m ² .K))]	8.1	8.2	8.25	8.3	8.5	8.7
F_{cl}	1	0.89	0.72	0.61	0.52	0.27

表 I-6

人 体 状 态	公 式	说 明
坐	$\alpha_c = 11.6V^{0.8}$	V 为室内风速
立	$\alpha_c = 3.43 + 5.93V$	V 为离体表10cm处风速
半卧	$\alpha_c = 2.7 + 8.7V^{0.87}$	V 为纵向风速

当海拔变化时,大气压力 B (mmHg)减少,因而引起对流换热量的变化,如下式所示。

$$Q_s = a_s F_{s1} (T_s - \bar{T}_{sA}) (B/760)^{0.55}, \text{ W/m}^2 \quad (\text{I-8})$$

人体既是良好的辐射能吸收体，又是辐射能的良好发射体，其发射率 $\varepsilon = 0.97$ 。如果人体的平均温度为 $\bar{T}$ ，则其裸体时辐射能为

$$E = \varepsilon \sigma \{ \overline{T}_e^4 - T_s^4 \}, \text{ W/m}^2 \quad (1-9)$$

式中 $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ ——斯梯芬-波耳兹曼常数, $W/(m^2 \cdot K^4)$ 。

【例2】一个体温 $\bar{T}_o = 37^\circ\text{C}$ 的人, 在一个室温为 20°C 的室内, 则其辐射

$$E = 0.97 \times 5.67 \times 10^{-8} [(310)^4 - (293)^4] = 102, \text{ W/m}^2$$

如果人着0.5clo夏装, 则其辐射能按式(I-10)计算, 即

$$E = \sigma \left(\frac{A_r}{A_n} \right) (1 + 0.15 I_{c1}) (\bar{T}_s - T_s^*), W/m^2 \quad (I-10)$$

式中 A ——人体表面 4π 辐射区, m^2 ;

A_D ——人体表面积, m^2 ;

$$\bar{T}_c = T_c + F_{c,1} (\bar{T}_{c,1} - T_c) \text{——衣服表面溫度, K.}$$

• A •

人体的表面积为

$$A_D = 0.202(m)^{0.425}(H)^{0.725}, \text{ m}^2 \quad (\text{I-11})$$

式中 m ——人体重, kg;

H ——人体高, m。

A_s/A_b 比值由范格尔 (Fanger) 用光学方法精确测定结果: 坐位者为 0.70; 立位者为 0.72。

〔例3〕某人身着 0.5clo 夏装,在风速 1.2m/s 、温度为 20°C 的室内坐着,求其辐射能是多少?

解: 由 $V = 1.2 \text{ m/s}$ 及 $f_{c1} = 0.5 \text{ clo}$ 查表 I-5 得 $F_{c1} = 0.61$, $\bar{T}_{a1} = 34^\circ\text{C}$, 则按式 (I-10) 算出

$$\overline{T}_c = 28.54^\circ\text{C} (301.54\text{K})$$

$$\therefore E = 5.67 \times 10^{-8} \times 0.7 \times (1 + 0.15 \times 0.5) [(301.54)^4 - (293)^4] = 38.988 \text{ W/m}^2$$

人体蒸发热为

$$Q_q = 60 \cdot \dot{m} \cdot \lambda / A_D, \text{ W/m}^2$$

式中的 m ——人体重量变化值 (g/min)，如不出汗为 0.5g/min；如环境温度为 30°C， $\varphi = 50\%$ ，摄氧量为 50%，则 $m = 10 \sim 12$ g/min；在极热环境最大出汗量为 25~30g/min；

 λ ——汗的潜热, $\lambda = 0.68 \text{ W} \cdot \text{h/g}$ (2.45 J/g)。

【例4】求一体重 $m = 60\text{ kg}$ 、身高为 1.7 m 的人在不出汗和极热时出汗量为 30 g/min 时的蒸发散热量。

$$\text{因 } A_D = 0.202(60)^{0.425}(1.7)^{0.725} = 1.69 \text{ m}^2$$

不出汗时蒸发散热量为

$$Q_9 = \frac{60 \times 0.5 \times 0.68}{1.69} = 12.1 \text{ W/m}^2$$

出汗30g/min的蒸发热为

$$Q_g = \frac{60 \times 30 \times 0.68}{1.69} = 428 \text{ W/m}^2$$

亦即
综上所述，人体得到的热量 Q_1 ，如与散失的热量 Q_2 、 E 、 Q_3 之和相等时，

$$Q_i = Q_i + E + Q_i$$

时, 体温保持恒定, 这种状态称之为人体热平衡。此时, 人感到舒适。

为了使客车运行途中, 客室内的多数旅客感到舒适, 在客车设计中通常按成年男子在休息状态下或缓慢走动时的散热量 (表 I—7), 作为计算依据。利用表 I—7 计算热、湿负荷时, 需乘以客车群集系数 0.955。

表 I—7 每位成年男子散热量与散湿量

室温 (°C)	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
显热量 (W)	90.7	86.0	81.4	79.1	76.7	73.3	69.8	64.0	58.1	52.3
潜热量 (W)	25.6	30.2	34.9	37.2	39.5	43.0	46.5	52.3	58.1	64.0
散湿量 (g/h)	37	42	50	53	57	62	67	79	84	93

(Ⅲ) 车内外空气参数

一、普通客车

1. 对于国内干线及在北京以北地区运行的不带空气调节的普通客车, 冬季采用下列空气计算参数:

大气压力.....1013.25mbar

(101325Pa或

760mmHg)

车外空气计算温度.....-35°C*

车内空气计算温度:

软座卧车、软座车.....18°C

硬座车、餐车.....16°C

车内壁面计算温度:

软座卧车、软座车.....>14°C

硬座车、餐车.....>12°C

自然通风时换气倍数.....6~20次/h

机械强迫通风时要求:

*根据东北地区情况, 有人主张严寒地区需定为-45°C。

新风量.....10~15m³/(h·人) (外温<13°C)

13~19m³/(h·人) (外温13~19°C)

新、回风量比..... $\frac{1}{8} \sim \frac{1}{2}$

春、秋、冬季客室内气流速度.....<0.2m/s

2. 区间车 (局管内城间普通客车) 其冬季车外空气计算温度, 可从气象统计资料, 计算出区间所有城市的计算温度 $t_{w,d}$

$$t_{w,d} = 0.61t_{\min} + 0.39t_{p,d} \quad (I-14)$$

式中 $t_{\min}$ ——该城市冬季极端最低温度, °C,

$t_{p,d}$ ——冬季最冷月平均温度, °C。

按式 (I—14) 计算的若干城市冬季车外空气计算温度列如表 I—8。

表 I—8

城市名称	哈尔滨	沈阳	北京	兰州	西安	南京	上海	武汉	长沙	广州
$t_{w,d}$ (°C)	-31	-23	-18.7	-15	-10	-5	-4	-5	3.8	5.07

二、空调客车 (全国和干线运用)

1. 外气计算参数:

夏季外温 35°C, 相对湿度 60%;

冬季外温 -14°C (北京以南);

-35°C (全国干线)。

2. 车内计算参数:

夏季客室内温度 24~28°C;

夏季客室相对湿度 40~65%, 最大 >70%;

夏季送风温差 >8°C;

冬季客室内温度 18~20°C, 相对湿度 <30%;

冬季洗脸室内温度 <16~18°C, 厕所和走廊 <14°C;

冬季客室内壁面和地板面的温度 <14°C。

3. 客室人居留区同一水平面和同一铅垂线的最大温差 >2~3°C。

4. 供给每人(包括旅客和乘务人员)的新鲜空气量:夏季 $20 \sim 25 \text{ m}^3/\text{h}$, 冬季 $15 \sim 20 \text{ m}^3/\text{h}$ 。
5. 客室内微风速:对于软座车、软卧车和硬卧车夏季不超过 0.25 m/s , 其它车不超过 $0.1 \sim 0.35 \text{ m/s}$, 冬季不超过 0.20 m/s 。
6. 客室内空气中二氧化碳的容积浓度 $\geq 0.15\%$ 。
7. 客室空气的含尘量不超过 $1 \text{ mg}/\text{m}^3$ 。
8. 客室内应保持正压 $9.8 \sim 29.4 \text{ Pa}$ ($1 \sim 3 \text{ mmH}_2\text{O}$)

三、固定区间(局管内城市间)运行的空调客车,可按下列公式计算出有关城市参数值后加以平均

夏季外气计算干球温度:

$$t_{w,z} = 0.4t_{p,0.0} + 0.6t_{max}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1-15)$$

式中 $t_{p,0.0}$ ——该城市6至9月平均干球温度, $^\circ\text{C}$;

t_{max} ——该城市十年中极端最高干球温度, $^\circ\text{C}$ 。

夏季外气计算相对湿度 φ_z :

$$\varphi_z = \frac{P_{w,z}}{E} \times 100\% \quad (1-16)$$

表 1—9

城市名称	$t_{w,z}$ ($^\circ\text{C}$)	φ_z (%)	城市名称	$t_{w,z}$ ($^\circ\text{C}$)	φ_z (%)
北 京	33.8	60.1	上 海	33.6	67.3
天 津	33.5	62.8	杭 州	34.3	65.9
石家庄	35.4	55.6	福 州	34.4	62.2
太 原	32.0	56.4	武 汉	34.4	64.6
郑 州	35.9	53.9	长 沙	35.3	60.2
西 安	34.7	58.0	南 昌	35.4	60.5
济 南	35.7	55.7	南 宁	34.5	64.0
徐 州	34.0	64.3	广 州	34.3	66.4
南 京	34.7	63.6	成 都	32.0	70.1
合 肥	35.0	61.4	重 庆	35.9	54.3

式中 E ——相应式(1—15)求得的 $t_{w,z}$ 的饱和水气压(mbar),由附录1查出;

$P_{w,z}$ ——该城市的计算水气压, mbar。

$$P_{w,z} = 0.4P_{p,0.0} + 0.6P_{max}, \text{ mbar} \quad (1-17)$$

式中 $P_{p,0.0}$ ——该城市6至9月的平均水气压, mbar;

P_{max} ——该城市十年中出现的最高水气压, mbar。

按式(1—15)、(1—16)和(1—17)计算的我国北京以南主要城市的 $t_{w,z}$ 和 φ_z 列如表1—9。

我国“工业企业采暖通风和空气调节设计规范”所列主要城市室外气象参数(附录3),可作为参考数据。

某些特殊用途的客车,如卫生车、试验车、公务车和国际联运客车等,其车内外设计参数可按用户要求确定之。

(IV) 客车采暖、通风与空气调节的设计原则

客车采暖、通风与空气调节的目的是为了客车在不同季节运行时,在车内创造舒适卫生的空气条件。

采暖、通风与空气调节技术在工业与民用建筑中得到广泛应用。但在客车上采用时,必须满足下列设计原则的要求:

- 一、所有设备在客车上安装后,不超过机车车辆限界(GB146.1—83);
- 二、所有设备尽可能不占有车内有有效空间;
- 三、设备正常工作条件(电源、耗水、防尘、冲击振动、迎风速度和方向等)与车辆实际条件相适应;
- 四、设备重量满足车辆允许轴重的要求;
- 五、设备结构简单、耐用,操作与维修方便,运行安全可靠;
- 六、设备技术性能满足舒适卫生的要求。

II. 车体隔热壁的热工计算

(I) 客车隔热壁

客车车体隔热壁由车顶、侧墙（包括车窗）、内端墙（或外端墙）以及地板等组成。

车体隔热壁如图 II-1 所示，它是由外皮薄钢板、各种形状的纵、横向钢、木梁柱，隔热材料和内墙板（塑料贴面板、铝板或玻璃钢板材料）等组成。

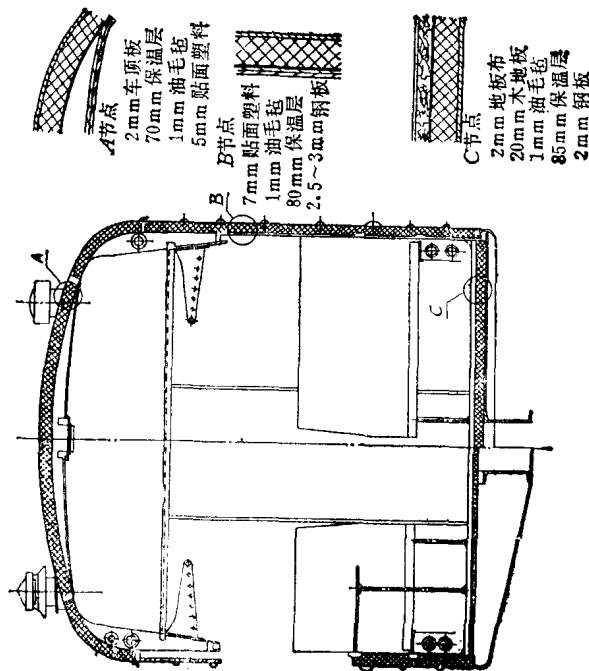


图 II-1 客车车体断面

表 II-1

车 型	隔热材料	各部分隔热材料厚度 (mm)				其它部位隔热材	整车 K 值 (W/m ² ·K)
		侧墙	端墙	车顶	地板	侧柱、车窗、窗上	
YZ ₂₂	40 倍聚乙稀发泡	70	50	70	70	8~13mm 聚氨酯	1.177
YZ ₂₂	硬质聚氨酯发泡	60	50	50~60	60	3~5mm 聚氨酯	1.244
YZ ₂₂	硬质聚氨酯发泡	74	50	50	74	10mm 毛毡	1.172
YZ ₂₂	硬质聚氨酯发泡	50	50	50	50	5mm 毛毡	1.501
YW ₂₂	聚氨酯	55		55			1.347
CA ₂₂	聚氨酯	50		50			1.3124
RZ ₂₂	聚氨酯	55		50			1.0742
RW ₁₂ (1985)	聚氨酯	87	74	80~95	95		0.916
RW ₂₂ (1984)							0.921

表 II-2

车 型	侧 墙	端 墙	车 顶	地 板	整 车
YW ₂₂	1.309	2.04	0.645	0.737	1.347
CA ₂₂	1.37	1.97	0.573	0.742	1.3124
RZ ₂₂	1.34	1.258	0.397	0.797	1.0542
YZ ₂₂	2.18	1.366	0.741	0.20	1.205
RW ₂₂	1.741	1.786	0.564	1.939	1.430

车体隔热壁在保证车体强度和刚度基础上力求有较好隔热、隔音、防潮、防火性能和较轻的容重。车体隔热壁的隔热性能用整车的传热系数 K ($W/m^2 \cdot K$)表示,它是评价客车性能、技术水平及质量的重要指标之一。

我国一些客车的 K 值如表 II—1 所示。其分布如表 II—2 所示。

目前我国一般客车要求 $K \leq 1.16 W/(m^2 \cdot K)$,个别客车要求 $K \leq 1.1 W/(m^2 \cdot K)$ 。双层客车 $K = 1.4 W/(m^2 \cdot K)$ 。

(II) 车体隔热壁的传热

任何一种客车的车体隔热壁,都可以从其断面结构区分出许多层的均质和非均质结构块。图 II—2 所示为 25.5m 软席卧车隔热壁的几种典型结构块。

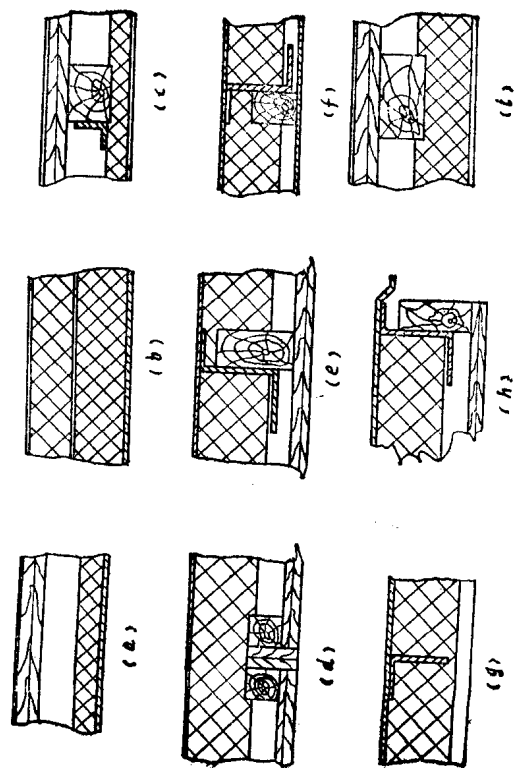


图 II—2 客车隔热壁的几种典型结构

根据传热学的理论可知:在稳定的车内和车外温度条件下,且车内温度 t_N 低于车外温度 t_w 时,多层均质隔热结构块(图 II—3)的传热包括:外皮的对流换热

$$Q = \alpha_w \cdot F(t_2 - t_w), W \quad (II-1)$$

均质多层壁内的导热

$$Q = \sum_{i=1}^n \frac{\lambda_i F(t_1 - t_2)}{\delta_i}, W \quad (II-2)$$

车内壁面的对流换热

$$Q = \alpha_N \cdot F(t_N - t_1), W \quad (II-3)$$

上述三个公式中,

α_w 、 α_N ——车体外壁面和内壁面的对流

换热系数 [$W/(m^2 \cdot K)$],

F ——车体的传热面积, (m^2),

λ_i 、 δ_i ——隔热壁内各层材料的导热系数 ($W/(m \cdot K)$) 和厚度 (m),

t_1 、 t_2 ——车体中间隔热层内、外侧壁面的温度 ($^{\circ}C$)。

由上述三个公式可得:

$$t_N - t_w = \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha_N} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_w} \right), ^{\circ}C \quad (II-4)$$

$$Q = \frac{F(t_N - t_w)}{\frac{1}{\alpha_N} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_w}} = k F(t_N - t_w), W \quad (II-5)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_N} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_w}}, W/(m^2 \cdot K) \quad (II-6)$$

此处之 k 称之为车体隔热壁的均质多层壁的热传递系数。 k 的倒数称为热阻 R ,即

$$R = \frac{1}{k}, m^2 \cdot K/W \quad (II-7)$$

为了提高客车车体的隔热性能,应该使 k 值愈小愈好。欲要达到这个目的,从式(II-6)可以看出在设计隔热壁时应尽可能加大 δ 的厚度和尽量选用 λ 较小的材料。根据经验,如果 λ 变化 $0.001W/(m \cdot K)$,则可使 k 变化3.4%。

材料的导热系数与容量、湿度和温度有关。

材料的容量减少,其多孔性增加,因而导热系数 λ 随之减小。而且形成的孔隙尺寸愈小,导热系数也愈小。

材料的导热性能还与其湿度有关,而且不同材料的湿度影响程度也不同。

对于容量为 $50kg/m^3$ 的车辆制造用隔热材料,其导热系数 λ_0 与湿度的关系如式(II-8)所示:

$$\lambda_0 \approx \lambda + k \cdot \varphi \quad (II-8)$$

式中 λ ——在干燥空气中材料导热系数, $W/(m \cdot K)$;

k ——湿度影响系数,在正温度时为0.0035;而在负温度时为0.0045;

φ ——湿度, %。

【例】带有导热系数 $\lambda = 0.04W/(m \cdot K)$ 的材料, $\varphi = 4\%$,则在大于 $0^\circ C$ 时的导热系数为 $\lambda_0 = 0.054W/(m \cdot K)$;在小于 $0^\circ C$ 时的导热系数为 $\lambda_0 = 0.058W/(m \cdot K)$ 。

因此,为了保证车辆运用中具有稳定的热工质量,必须在隔热材料贮存、运输和安装中保持干燥状态;另外,在车体隔热壁结构中,应在隔热材料表面覆盖一层不透水气的材料(如铝箔)。

隔热材料的导热系数随着温度升高,孔隙中由于对流和辐射热交换加强,使空气分子的动能增加,因而使导热系数 λ 增大。

$$\lambda = \lambda_0(1 + \beta t) \quad (II-9)$$

式中 λ_0 —— $0^\circ C$ 时材料的导热系数, $W/(m \cdot K)$;

β ——经验系数($^\circ C^{-1}$),对于隔热材料取 $\beta = 0.0001$;

t ——材料的温度, $^\circ C$ 。

车辆常用材料在 $20^\circ C$ 时的导热系数 λ 和容量(kg/m^3)如表II-3所示。

对于非均质的多层壁结构块(如图II-2中的 c 至 i),由于它含有导热系数较大的型钢和木梁,构成“热桥”,特别是互相交叉的钢梁和柱,其导热情况更加复杂。

根据实验得知:一般无交叉金属梁、柱的结构块,其温度场呈二维曲线状

(见图II-4)。二维稳定传热在无内热源及导热系数为常数的情况下可用下列偏微分方程表示:

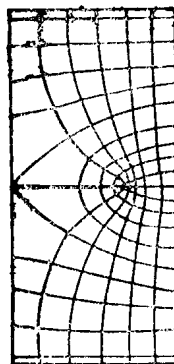


图 II-4

车辆常用材料的导热系数和容量 表II-3

材料名称	容量 (kg/m^3)	λ [$W/(m \cdot K)$]	材料名称	容量 (kg/m^3)	λ [$W/(m \cdot K)$]
钢	7850	50.0	牛毛毡	140	0.037
铝	2670	143.0	毛毡	330	0.035~0.058
玻璃	2500	0.76	塑料地毯	400	0.069
超细玻璃纤维	30~50	0.03~0.035	硬质聚氨酯泡沫塑料	25~50	0.024
松木、云杉			聚苯乙烯泡沫		
横纹	550	0.174	塑料	20~30	0.035
顺纹	550	0.350	聚乙烯		0.0363
胶合板	600	0.175	岩棉		0.033
橡木、					
横纹	800	0.23	空气层		0.026
顺纹	800	0.41	橡胶		1.6

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (II-10)$$

对于交叉金属梁柱的结构块,其温度场分布如图II-5所示。此类结构的稳定传热属于三维的偏微分方程求解问题,即

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (II-11)$$

对于普通客车结构,隔热壁传热按二维进行稳定传热计算的 k 值,与计算

三维结构块后的 k 值相差约 8~5% (增加值)。

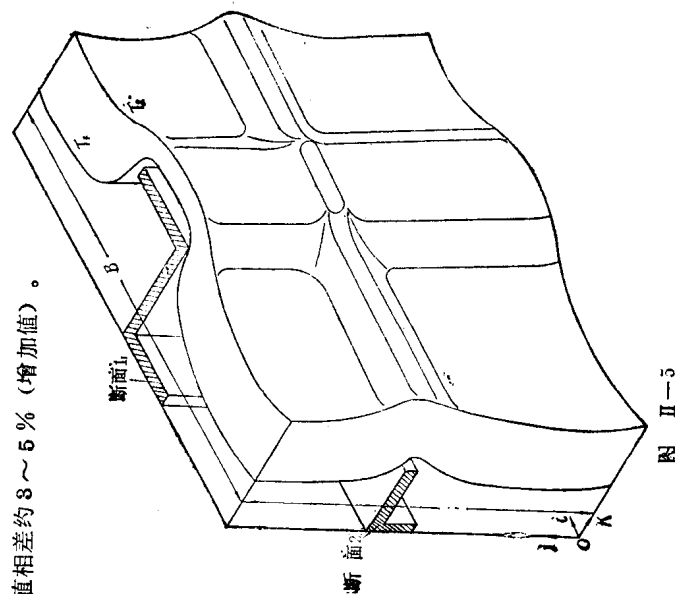


图 II-5

(III) 车体隔热壁传热系数 k 的计算

车体隔热壁传热系数 k 值, 通常采用下列公式:

$$k = \frac{\sum_{i=1}^n k_i \cdot F_i}{F}, W/(m^2 \cdot K) \quad (II-12)$$

上式是将整个车体隔热壁划分为 n 个典型结构块, 求出相应每个结构块的当量传热系数 k_i ($W/(m^2 \cdot K)$) 并乘以它占有的面积 F_i (m^2), 然后将 n 个 $k_i F_i$ 相加, 再除以整个车体隔热壁的传热面积 F (m^2)。

如前所述, 按内部结构组成情况, 典型结构块可分为均质多层壁和非均质多层壁。前者的 k 值可按式 (II-6) 计算; 后者可用下列几种方法:

1. 圆热流法 (E.B. 约埃里索和 A.E. 尼托契金法) (二维);
2. 有限差分法 (二维);
3. 有限元素法 (二维);
4. 圆热流叠加法 (三维)。

以下说明前二种方法。

一、圆热流法

假设:

1. 嵌在乙型钢、槽钢等翼板内部的隔热材料的热阻不计;
2. 所有与外层钢板相连的金属, 其温度与钢板温度相同, 但小金属零件的导热性不予考虑;
3. 热流偏斜后所通过的路径是圆弧 (图 II-6);
4. 不同材料间相互密接。

设所取的典型结构块如图 II-6。其中隔热材料、木材和钢的导热系数分别为 λ_1 、 λ_2 和 λ_3 。

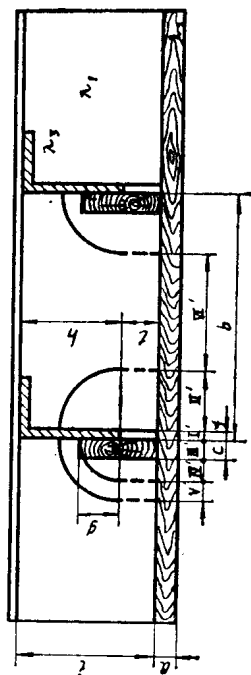


图 II-6 圆热流法计算图

计算时, 将结构块分成 I'~VI' 区, 如取侧墙高度方向的长为 1 的情况下, 则每个区的当量传热系数 $k_1 \sim k_6$ 分别为:

I' 区, 宽度为 f

$$k_1 = \frac{f}{\frac{1}{\lambda_1} + \frac{a}{\lambda_2}} \quad (II-13)$$

II' 区, 宽度为 $\frac{2h}{\pi}$

$$k_2 = \frac{2\lambda_1}{\pi} \ln \frac{l + \frac{\lambda_1}{\lambda_2}(a+h)}{l + \frac{\lambda_1}{\lambda_2}a} \quad (\text{II}-14)$$

Ⅲ'区, 宽度为 c

$$k_3 = \int_0^c \frac{\lambda_2 dr}{a+l+\frac{r}{2}} = \frac{2}{\pi} \lambda_2 \ln \frac{a+l+\frac{\pi c}{2}}{a+l} \quad (\text{II}-15)$$

Ⅳ'区, 宽度为 $g-c$

$$k_4 = \int_0^{g-c} \frac{\lambda_1 dr}{\left[l + \frac{\lambda_1}{\lambda_2}a\right] + r \left[\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \arcsin \frac{c}{r} + \arccos \frac{c}{r}\right]} \quad (\text{II}-16)$$

∴

$$r = \frac{c+g}{2}$$

$$\therefore k_4 = \frac{g-c}{\left[l + \frac{\lambda_1}{\lambda_2}a\right] + \frac{c+g}{2} \left[\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \arcsin \frac{2c}{c+g} + \arccos \frac{2c}{c+g}\right]} \quad (\text{II}-17)$$

Ⅴ'区, 宽度为 $\frac{2h}{\pi} - g$, $g < \frac{2h}{\pi}$

$$k_5 = \frac{\frac{h}{2} + \frac{\pi g}{4} + l + \frac{\lambda_1 a}{\lambda_2}}{\lambda_1 \left(\frac{2h}{\pi} - g\right)} \quad (\text{II}-18)$$

Ⅵ'区, 宽度为 $b-f - \frac{4h}{\pi}$, $g < \frac{2h}{\pi}$

$$k_6 = \frac{\lambda_1 \left(b-f - \frac{4h}{\pi}\right)}{h+l + \frac{\lambda_1 a}{\lambda_2}} \quad (\text{II}-19)$$

如果 $g > \frac{2h}{\pi}$, 上式应为

$$k_6 = \frac{\lambda_1 \left(b-f - \frac{2h}{\pi} - g\right)}{h+l + \frac{\lambda_1 a}{\lambda_2}} \quad (\text{II}-20)$$

隔热壁在该典型块总当量传热系数为

$$k = \frac{k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5 + k_6}{6} \quad (\text{II}-21)$$

用上述方法计算苏联504型车, 所得的车体隔热壁各部位的当量传热系数如下:

$$k_{\text{侧壁}} = 1.575 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$k_{\text{地板}} = 0.8054 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$k_{\text{车顶}} = 1.028 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$k_{\text{整车}} = 1.195 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

根据苏联经验, 采用圆热流法时必须要求结构块中的热桥高度 $h \leq 0.75(h+l)$ (参看图 II-6)。按圆热流法计算的结果与工厂试验值比较, 误差约 8%。

二、有限差分法

1. 基本原理

有限差分法是根据能量守恒定律, 用有限的差商来代替无限小的微商, 以及用代数方程去代替微分方程, 求得导热层内的温度场, 然后, 再根据给定的条件, 求出单元体的热流和计算结构块的总热流, 从而再求出每一计算结构块的当量传热系数 k , 以及整车的平均传热系数 k 值。

2. 区域离散化

将车体按侧墙、端墙、车顶和地板等四个部位的隔热壁, 分成若干个均质的和非均质的计算结构块。

对于任何非均质矩形结构块, 可以类似用图 II-7 所示的方法, 在矩形结构块的中间, 用等距的 12 条横网线和 26 条纵网线, 将其划分成 331 个矩形小块 (单元), 这种工作称之为网格化或区域离散化。

网线相交点称为节点, 上图中共有 392 个节点。节点间距称为步长, x 方向的步长用 Δx 表示; y 方向的步长用 Δy 表示。

为了便于计算机计算, 用正整数对逐个节点进行编号。如图 II-7 所示

方向, 编号自左至右逐步增加, 沿 y 方向, 是自下而上逐个增加。节点的温度用 $T_{i,j}$ 表示, 此处, i 为沿 x 方向的节点编号, j 为沿 y 方向的节点编号。节点的温度代表着它周围区域的某种平均温度, 一系列离散的节点温度值, 代表着连续区域 (即结构块) 内的温度分布。

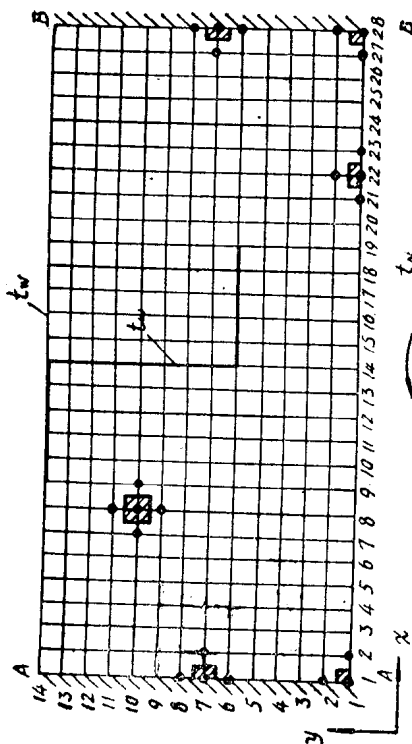


图 II-7 计算结构块的离散

如果计算结构块内各处的温度梯度相差很大, 则在温度剧烈变化处 (一般在热桥及其周围), 网格可以布得密一些, 其余部位可以稀一些。因此, 步长可以是相等的, 也可以是不等的 (变步长)。但必须注意: 网格划分过细, 节点数增加, 可能导致较大的计算累积误差, 并增加计算工作量, 需要较大容量的计算机。因此, 在选择步长时, 要兼顾到计算的精确度和计算的工作量等因素而定。

由于车体隔热壁的计算结构块多为一个或多个长方形形体组成, 在利用计算机运算时, 可以按几何关系, 建立自动分节点单元的程序, 从而减少人工输入赋值的工作量。

3. 建立节点差分方程

对于内节点 (如图 II-7 中的 $T_{2,2}, T_{2,3}, T_{2,7}, T_{2,8}, \dots$ 等) 根据能量守恒定律, 可推导出其二维差分方程如下:

• 12 •

$$T_{i,j} = \frac{1}{4}(T_{i+1,j} + T_{i-1,j} + T_{i,j+1} + T_{i,j-1}) \quad (\text{II-22})$$

对于对流换热边界上的节点, 内侧的差分方程为

$$T_{i,j} = \frac{T_{i-1,j} + T_{i+1,j} + 2T_{i,j+1} + 2\alpha_N \frac{\Delta x}{\lambda_2} t_N}{4 + 2\alpha_N \frac{\Delta x}{\lambda_2}} \quad (\text{II-23})$$

外侧的差分方程为

$$T_{i,j} = \frac{T_{i-1,j} + T_{i+1,j} + 2T_{i,j-1} + 2\alpha_w \frac{\Delta x}{\lambda_3} t_w}{4 + 2\alpha_w \frac{\Delta x}{\lambda_3}} \quad (\text{II-24})$$

对于结构块左右两端 (切口) 断面 AA 和 BB , 因等温线沿壁面平行线分布, 亦即温度梯度为零, 故可看作绝热边界, 如以热桥为中心, AA 和 BB 间的距离, 一般为 400mm。绝热边界节点的差分方程为

$$T_{i,j} - T_{i-1,j} = 0 \quad (\text{II-25})$$

图 II-7 中节点 $T_{1,1}, T_{2,8,1}, T_{1,14}$ 和 $T_{2,8,14}$ 为角节点, 它们处于两种边界的交界处, 其单元体的一边为绝热, 另一边对流换热, 其余两边为导热。根据能量守恒定理, 可以得出各个角节点的差分方程为:

$$T_{1,1} = \frac{T_{1,2} + T_{2,1} + \alpha_N \frac{\Delta x}{\lambda_2} t_N}{2 + \alpha_N \frac{\Delta x}{\lambda_2}} \quad (\text{II-26})$$

$$T_{2,8,1} = \frac{T_{2,7,1} + T_{2,8,2} + \alpha_N \frac{\Delta x}{\lambda_2} t_N}{2 + \alpha_N \frac{\Delta x}{\lambda_2}} \quad (\text{II-27})$$

$$T_{1,14} = \frac{T_{1,13} + T_{2,14} + \alpha_w \frac{\Delta x}{\lambda_3} t_w}{2 + \alpha_w \frac{\Delta x}{\lambda_3}} \quad (\text{II-28})$$

$$T_{2,8,14} = \frac{T_{2,8,13} + T_{2,7,14} + \alpha_w \frac{\Delta x}{\lambda_3} t_w}{2 + \alpha_w \frac{\Delta x}{\lambda_3}} \quad (\text{II-29})$$