

鐵路員工技術手冊第六卷第九冊

取暖通風及空氣調節

蘇聯鐵路員工技術手冊編纂委員會編

人 民 鐵 道 出 版 社

鐵路員工技術手冊第六卷第九冊

取煖通風及空氣調節

蘇聯鐵路員工技術手冊編纂委員會編

陳忠淦 毛家駒 譯

人民鐵道出版社

一九五五年·北京

鐵路員工技術手冊一書，是蘇聯鐵路工作人員必備的書籍，本社決定將第六卷譯本分爲十一冊陸續出版。

本冊說明了在穩定及不穩定情況下車體隔熱壁的熱傳遞，客車必要的換氣量，客車的耗熱量及取暖設備，空氣調節裝置等。爲從事鐵路車輛設計、製造、修理、運用等部門的工程師、技術員以及有關人員查考及研究之用；並可做鐵路車輛專業學習參考之用。

本卷主編： В. Н. 索洛古保夫

本冊主編： М. В. 威諾庫洛夫

鐵路員工技術手冊第六卷第九冊 取暖通風及空氣調節

ТЕХНИЧЕСКИЙ СПРАВОЧНИК ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНИКА
ТОМ 6

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ

蘇聯鐵路員工技術手冊編纂委員會編

蘇聯國家鐵路運輸出版社（一九五二年莫斯科俄文版）

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

МОСКВА 1952

陳忠淦 毛家駒 譯

責任編輯 蘇國鎮 責任校對 魯純之

人民鐵道出版社出版（北京市霞公府十七號）

北京市書刊出版營業許可證出字第零壹零號

新華書店發行

人民鐵道出版社印刷廠印（北京市建國門外七聖廟）

一九五五年五月初版第一次印刷 平裝印1—2,560冊

書號：313 開本787×1092₂₈ 印張2₂₈ 79千字 定價(8)0.43元

目 錄

代表符號	1
在穩定及不穩定情況下隔熱壁的熱傳遞	3
緒論	3
穩定的熱流下隔熱裝置的熱傳遞	4
隔熱壁溫度計算	6
熱傳遞係數的選擇	7
受熱係數 α_0 及受熱阻抗 R_0	8
散熱係數 α_H 及散熱阻抗 R_H	10
熱阻抗 R	11
空氣層	15
車體隔熱壁的受濕狀況	18
隔熱壁內部的水汽凝結	19
受外加周期性熱流時的隔熱壁穩定性	21
隔熱壁的熱穩定性係數 φ	23
隔熱壁內側表面攝熱係數的確定	24
車體的熱惰性	28
太陽輻射能穿過車體隔熱壁後所產生的熱量	29
太陽光通過單位面積玻璃平面時所產生的熱量	31
遭受太陽輻射的平面的溫度及車內空氣溫度	32
通 風	35
概論	35
必要的換氣量	36
排氣的計算	38

車輛取煖	38
客車的耗熱量及取煖設備的散熱面	38
溫水取煖	41
蒸汽取煖	44
空氣調節	45
壓力通風	45
空氣清濾	47
鼓風機能量的選擇	47
吸入風道的計算	50
壓力送風道的計算	51
風道的局部阻抗係數 ζ	51
空氣潤濕	53
蒸汽式或溫水式空氣加熱器的計算	53
最後溫度的確定	56
客車冷凍裝置能力的確定	59
冰及水汽噴射冷卻裝置	60
機械冷卻裝置	61
柴油列車車輛內調節氣溫裝置	62
保溫車熱計算	64

取煖通風及空氣調節

代表符號

下列各符號將應用於本編內：

Q ——熱量，仟卡；

Q_z ——熱流，仟卡/公尺²小時；

AQ ——熱流的幅度，仟卡/公尺²小時；

t ——溫度，°C；

T ——絕對溫度，°K；

t_g ——室內空氣溫度，°C；

t_n ——外界空氣溫度，°C；

τ ——隔熱壁或隔熱層的表面溫度，°C；

τ_g ——隔熱壁內側表面溫度，°C；

τ_n ——隔熱壁外側表面溫度，°C；

τ_w ——露點，°C；

λ ——材料的熱傳導係數，仟卡/公尺小時°C；

A_t ——車內空氣溫度變化的幅度，°C；

A_τ ——隔熱壁表面溫度變化的幅度，°C；

K ——隔熱壁的熱傳遞係數，仟卡/公尺²小時°C；

R_o ——總的熱阻抗或隔熱壁的熱傳遞阻抗，°C 公尺²小時/仟卡；

$$R_o = \frac{1}{K};$$

R ——隔熱壁或隔熱層的熱阻抗，°C 公尺²小時/仟卡；

$$R = \frac{\Delta}{\lambda}; \quad R = \sum \frac{\delta}{\lambda};$$

α_k ——對流方式的熱傳遞係數，仟卡/公尺²小時°C；

α_A ——輻射方式的熱傳遞係數，仟卡/公尺²小時°C；

α_B ——隔熱壁內側表面的受熱係數，仟卡/公尺²小時°C；

$$\alpha_B = \alpha_A + \alpha_K;$$

R_B ——受熱阻抗，°C公尺²小時/仟卡；

$$R_B = \frac{1}{\alpha_B};$$

α_H ——隔熱壁外側表面的散熱係數，仟卡/公尺²小時°C；

$$\alpha_H = \alpha_A + \alpha_K;$$

R_H ——散熱阻抗，°C公尺²小時/仟卡；

$$R_H = \frac{1}{\alpha_H};$$

Λ ——隔熱壁的透熱係數，仟卡/公尺²小時°C；

C ——材料的比熱，仟卡/公斤°C；

γ ——材料的密度，公斤/公尺³；

y ——材料的攝熱係數，仟卡/公尺²小時°C；

Y ——隔熱壁或隔熱層表面的攝熱係數，仟卡/公尺²小時°C；

Y_B ——隔熱壁內側表面的攝熱係數，仟卡/公尺²小時°C；

B ——隔熱壁表面的耗熱係數，仟卡/公尺²小時°C；

V ——體積，公尺³或公分³；

μ ——材料對水氣的滲透係數，克/公尺小時公厘水銀柱高；

H ——隔熱層的水氣滲透阻抗，公尺²小時公厘水銀柱高/克；

H_0 ——隔熱壁總的水氣滲透阻抗，公尺²小時公厘水銀柱高/克；

e ——水氣分壓力，公厘水銀柱高；

f ——空氣絕對濕度，克/公尺³；

ω ——空氣相對濕度，%；

x ——空氣含水量，公斤/公斤；

G ——重量，公斤，或液體消耗量(以重量計)公斤/小時；

d ——直徑，公尺；

l ——長度，公尺；

F ——隔熱壁或其各部分的面積，公尺²；

Δ ——隔熱壁厚度，公尺；

δ ——隔熱層或隔熱壁各部分的厚度，公尺；

∂ ——劇烈波動層的厚度，公尺；

D ——隔熱層的假想厚度（抽象的數值）；

Z ——時間或波動周期，小時；

w ——運動速度，公尺/秒；

$\frac{w}{3.6}$ ——運動速度，公里/小時；

p ——壓力，公斤/公尺²或公斤/公分²；

Δp ——壓力降低量，公斤/公尺²或公斤/公分²；

ν ——運動粘度係數，公尺²/秒或公尺²/小時；

ξ ——局部阻抗係數；

ε ——物體的黑色程度；

C_s ——絕對黑色物體的輻射係數，仟卡/公尺²小時^{°K}⁴；

R_e ——雷諾（Рейнольдс）標準數： $R_e = \frac{wl}{\nu}$ 。

其他符號在以後文內解釋。

在穩定及不穩定情況下隔熱壁的熱傳遞

緒 論

爲了保證旅客正常的衛生，在車內要求具有一定的溫度與濕度條件。上述條件與取暖、通風及車體（側壁，地板，頂，車窗）隔熱性能有關。車體隔熱部分遇有熱量的變化時，應具有足夠的穩定性；亦即當取暖設備所發散的熱流有變化時，應該使車內空氣溫度與隔熱壁內側表面溫度之間的變動維持最小。

根據衛生要求，住宅隔熱壁內側表面的溫度 τ_0 與室內空氣平均溫度的差不應超過 $5^{\circ}\sim 6^{\circ}\text{C}$ ，而隔熱壁本身的溫度不准降至 13°C 以下。但在嚴寒季節，准許牆壁表面溫度在短期內降至 $11^{\circ}\sim 12^{\circ}\text{C}$ ，地板表面溫度低於室內溫度之最大差數爲 1.5°C 。以上各項標準亦可採用於車輛。

房屋內晝夜間溫度不得有顯著的波動（最大溫度差不准超過 $\pm 2.5^{\circ}\sim 3^{\circ}\text{C}$ ）；因此，房屋內溫度即使在短時期內亦不准降至 $15^{\circ}\sim 16^{\circ}$ 以下。但對車輛而言，由於外界溫度有時低至 -50° 或 -55° ，可能使車體內部空氣溫度降至 $12^{\circ}\sim 15^{\circ}$ ；因此，上述房屋內的要求在車體內部並不是經常可以達到的。

車體的隔熱壁板應具有絕熱的性質，以使其當空氣濕度增加時，不給車壁內側或車壁內部造成水汽凝結的有利條件。

О.Е. 福拉索夫、В.Д. 馬琴斯基、К.Ф. 福金等所提供的關於房屋的隔熱裝置熱計算，可全部適用於車輛。通過這些計算可以讓我們找出符合於衛生要求的隔熱條件。

在客車的熱計算中，外界空氣溫度通常可採用為 -35°C ，車內為 $18^{\circ}\sim 20^{\circ}\text{C}$ ，因此計算溫度差則為 $53^{\circ}\sim 55^{\circ}\text{C}$ 。

根據車輛的用途，在廁所及走廊內部的溫度 t_g 採用 $16^{\circ}\sim 20^{\circ}\text{C}$ ，通過台處為 $12^{\circ}\sim 15^{\circ}\text{C}$ ，客廳車內為 $16^{\circ}\sim 18^{\circ}\text{C}$ 。

溫度須在單間中央或在距地板面1.5公尺高度處測量之。

穩定的熱流下隔熱裝置的熱傳遞

以下所提出的計算方法是對穩定熱流通過平板的情形而言的；而穩定熱流係指單位時間內經過隔熱壁的熱量為一定值而言的。

在每小時內，面積為 F 公尺²的多層隔熱壁所傳遞或損耗的熱量(圖1)為

$$Q = (t_g - t_n) FK = \frac{t_g - t_n}{R_0} F \text{ 仟卡/小時}, \quad (1)$$

$$\text{式中 } K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_g} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{1}{R_0} \text{ 仟卡/公尺}^2\text{小時}^{\circ}\text{C}。 \quad (2)$$

總的熱阻抗

$$R_0 = R_g + R_n + R = \frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \text{ }^{\circ}\text{C 公尺}^2\text{小時/仟卡}, \quad (3)$$

式中 R_g ——攝熱阻抗 $^{\circ}\text{C公尺}^2\text{小時/仟卡}$ ；

R_n ——散熱阻抗 $^{\circ}\text{C公尺}^2\text{小時/仟卡}$ ；

R ——隔熱壁的熱阻抗 $^{\circ}\text{C公尺}^2\text{小時/仟卡}$ 。

為了確定車輛車體的熱損耗，須算出車壁、地板、窗及頂板的熱傳遞係數。在計算時並應將柱、撐、枕梁、中梁及橫梁的影響考慮在內。

全部車體隔熱壁每小時所損耗的熱量

$$Q_1 = K_{np, g} (t_g - t_n) F_0 \text{ 仟卡/小時}, \quad (4)$$

式中 F_0 ——車體隔熱壁面的平面面積的總和，公尺²；

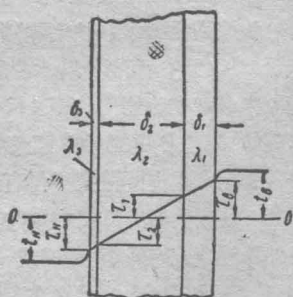


圖1. 熱流通過多層牆壁時的溫度降落圖

K_{npuc} ——設計的或計算用的熱傳遞係數，仟卡/公尺²小時°C，可根據下式求出：

$$K_{npuc} = \frac{K_{\text{車壁}}F_{\text{車壁}} + K_{\text{地板}}F_{\text{地板}} + K_{\text{頂板}}F_{\text{頂板}} + K_{\text{窗}}F_{\text{窗}} + K_{\text{柱}}F_{\text{柱}} + \dots}{F_{\text{車壁}} + F_{\text{地板}} + F_{\text{頂板}} + F_{\text{窗}} + F_{\text{柱}} + \dots} \quad (5)$$

計算20.2公尺木製客車車體的 K_{npuc} 所用各數據見第1表。

20.2 公尺客車車體的特性

第1表

車 體 部 分		熱 傳 遞 係 數 K (仟卡/公尺 ² 小時°C)	總 面 積 (公 尺 ²)
地	板	0.8 — 1.1	58
頂	板	0.88 — 1.12	61
壁	板	0.92 — 1.17	90
	窗	3.0	16
總	計	—	225

在上表內，關於地板、頂板、壁板的 K 是由公式 (2) 並未考慮絕熱層間的空氣層的影響計算出來的，至於車窗的 K 是由同一公式並考慮到車窗框架間的空氣層的影響在內的。

20.2公尺客車車體用希埃維埃林(Шевелин)作為絕熱材料時，

$$K_{npuc} = 1.13 \text{ 仟卡/公尺}^2 \text{ 小時}^\circ\text{C}。$$

鋼製散座客車車體用米波拉(Мипора)作為絕熱材料時，計算 K_{npuc} 所用各數據見2表。

根據實驗求得金屬客車全部車體的熱傳遞係數(用米波拉絕熱並考慮門窗不嚴密的損耗在內)為

$$K_{npuc} = 0.92 \sim 1.10 \text{ 仟卡/公尺}^2 \text{ 小時}^\circ\text{C}。$$

四軸金屬保溫車用希埃維埃林絕熱的車體，其 $K_{npuc} = 0.45$ 仟卡/公尺²小時°C；用礦物纖維絕熱的車體， $K_{npuc} = 0.48$ 仟卡/公尺²小時°C。四軸保溫車的車體計算平面等於164公尺²。如不考慮門、開孔等處的熱損耗，用於保溫車設計的熱傳遞係數可取為0.5仟卡/公尺²小時°C。

設已知隔熱壁表面溫度 τ_g 及 τ_n ，則每平方公尺壁面在每小時內所損耗的熱量

$$Q = A(\tau_g - \tau_n)。 \quad (6)$$

23.6公尺鋼製散座客車車體的特性

第2表

車 體 部 分	熱 傳 遞 係 數 (仟卡/公尺 ² 小時°C)		總 面 積 (公 尺 ²)
	變 化 範 圍	平 均	
側壁.....	0.6~1.3	0.9	81.3
端壁.....	0.8~1.5	1.0	18.0
窗	3.0	3.0	22.7
車頂.....	0.5~1.25	0.8	76.5
地板.....	0.6~2.2	0.7	67.0
總計 (按外部容積)			265.5
柱.....	1.2~1.8	—	26
頂緣.....	1.8~2.2	—	
枕梁.....			
中梁.....			
橫梁.....			

隔熱壁的透熱係數與該壁的隔熱性質有關，

$$\Delta = \frac{1}{R},$$

其中 R 為隔熱壁的熱阻抗。

所謂透熱係數，係指當隔熱壁兩側表面溫度在相差 1°C 的情況下，每一小時內所通過的熱量（以卡計）。

熱傳遞係數 K 與透熱係數 Δ 不同之處為： Δ 是對隔熱壁兩側表面的溫度差為 1°C 而言的， K 是指隔熱壁內外兩側空氣溫度而言的。

隔熱壁溫度計算

隔熱壁內側表面的溫度

$$t_g = t_g - \frac{K}{\alpha_g} (t_g - t_n) = t_g - \frac{R_g}{R} (t_g - t_n). \quad (7)$$

隔熱壁內第 n 層（由隔熱壁的內側面起算）隔熱層的內側表面的溫度

$$t_n = t_g - \frac{t_g - t_n}{R_g} \left(R_g + \sum_{i=1}^{n-1} R \right), \quad (8)$$

式中 $\sum_{1}^{n-1} R$ ——隔熱壁內 $n-1$ 層總的熱阻抗。

倘 R 的數值為已知數，則由隔熱壁內側起第 n 層的表面溫度可用圖解法求出。溫度圖係按下列方法繪出：

作水平綫代表零度。沿這一水平綫用選定的比例尺，根據隔熱壁各層的熱阻抗 $R_\theta, R_1, R_2, \dots, R_n$ ，量出相應的各點。通過已得的各點作鉛垂綫，並在最外兩垂綫上用選定的比例尺切取兩點，使相當於 t_θ, t_n ，以直綫聯結 t_θ, t_n 兩點。於是各隔熱層表面溫度就可以垂綫與直綫 $t_\theta-t_n$ 間的交點而確定。求得溫度的降落圖後，再將各對應的溫度移至對應的隔熱層表面，即得圖2。

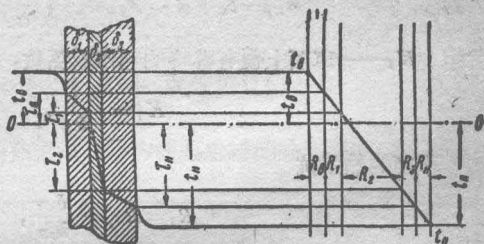


圖2. 隔熱壁溫度綫的繪製

熱傳遞係數的選擇

車廂隔熱設備的熱傳遞係數 K 是依據車內空氣溫度 t_θ 與隔熱壁內側表面溫度 $\tau_{\theta \min}$ 兩者的最大容許差數選定的。 t_θ 與 $\tau_{\theta \min}$ 的差數須依據下列兩個條件求出：

(1) 不應使隔熱壁表面上有水汽凝結現象。爲了滿足這一要求，須使

$$t_\theta - \tau_{\theta \min} = t_\theta - (\tau_w + \tau_{san}),$$

式中 τ_w ——相應的車內空氣的露點^①， $^{\circ}\text{C}$ ；

τ_{san} ——防止水汽凝結的溫度裕量，通常

$$\tau_{san} = 2^{\circ} \sim 3^{\circ}\text{C};$$

(2) 不應使靠近車壁的旅客由於車壁溫度的低落而感到不適。如前節所述，此項溫度差不准大於 6°C ，亦即

$$t_\theta - \tau_{\theta \min} \leq 6^{\circ}\text{C}.$$

在設計時，採用按照上述兩條件所得結果中較小的一個數值，因而求出熱傳遞係數

① 當具有一定濕度的空氣達到其水汽飽和狀態的溫度，稱爲露點。若溫度降至露點以下，即將使一部分水汽凝結。

$$K = \alpha_{\theta} \frac{t_{\theta} - t_{\theta \min}}{t_{\theta} - t_{\theta}} \quad (9)$$

至於車頂的熱傳遞係數則依下述條件選定；當車外空氣降低至零下 $2 \sim 3^{\circ}\text{C}$ 時，車頂的外側表面溫度應降至零度以下，以防止雪的溶化及冰塊的形成。

車頂上覆有雪時外側表面溫度

$$t_{\kappa p} = t_{\theta} + K_I (t_{\theta} - t_{\theta}) \left(\frac{1}{\alpha_{\theta}} + \frac{\delta_{\sigma \theta}}{\lambda_{\sigma \theta}} \right) < 0^{\circ}, \quad (10)$$

式中 K_I ——車頂上覆有雪時的熱傳遞係數，

$$K_I = \frac{1}{R_I} \quad (11)$$

車頂的熱阻抗

$$R_I = R_{\kappa p} + \frac{\delta_{\sigma \theta}}{\lambda_{\sigma \theta}},$$

式中 $R_{\kappa p}$ ——車頂的熱阻抗（認為車頂上無雪）；

$\delta_{\sigma \theta}$, $\lambda_{\sigma \theta}$ ——為雪的厚度及雪的熱傳導係數。

雪的熱傳導係數的平均值 $\lambda_{\sigma \theta} = 0.35$ 仟卡/公尺小時 $^{\circ}\text{C}$ （鬆軟的雪層為 $0.1 \sim 0.2$ ，而堅實的雪層為 $0.4 \sim 0.5$ 仟卡/公尺小時 $^{\circ}\text{C}$ ）。

受熱係數 α_{θ} 及受熱阻抗 R_{θ}

當隔熱壁內側表面與車內空氣溫度之差為 1°C 時，每一小時內隔熱壁內側表面每1公尺²所受的熱量稱為受熱係數 α_{θ} ，

α_{θ} 的倒數 $R_{\theta} = \frac{1}{\alpha_{\theta}}$ 稱為受熱阻抗。

熱量是通過輻射、對流的方式而傳遞至隔熱壁內側表面的，因此，

$$\alpha_{\theta} = \alpha_{\lambda} + \alpha_{\kappa} \quad (12)$$

輻射方式的熱傳遞係數

$$\alpha_{\lambda} = \varepsilon C_s \frac{\left(\frac{273 + t_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_2}{100} \right)^4}{t_1 - t_2} \quad (13)$$

或按照Н.И.畢洛空教授的公式

$$\alpha_{\lambda} = 0.2\varepsilon \left(\frac{T_m}{100} \right)^3, \quad (14)$$

式中 C_s ——絕對黑色物體的輻射係數，等於 4.96 仟卡/公尺²小時 $^{\circ}\text{K}^4$ ；

ε ——物體黑的程度，根據物體的物理性質及其表面狀態與溫度而異，變

化範圍由 0 至 1。用於車輛構造上的各種材料的黑色程度數值見第 3 表；

τ_1 ——輻射熱量的結構的表面溫度 $^{\circ}\text{C}$ ，認為等於車內空氣溫度 t_a ；

τ_2 ——隔熱壁內側表面溫度，等於 t_a ；

T_m ——平均絕對溫度，根據以下關係求出

$$T_m = \left(273 + \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \right) f, \quad (15)$$

f ——修正係數，與 $\frac{273 + \tau_1}{273 + \tau_2}$ 的比值有關，其數值見第 4 表。

用於車輛構造上的各種材料在完全法綫方向輻射時的黑色程度

第 3 表

材 料 名 稱	$^{\circ}\text{C}$	ε
粗的鋁.....	26	0.055
氧化的鋼.....	100	0.736
發光的鍍鋅銅板.....	28	0.228
硫化的或氧化的鍍鋅鋼板.....	24	0.276
石棉板.....	24	0.96
刨光橡木.....	20	0.895
在薄鋼片上掛白磁漆.....	23	0.906
無光的黑漆.....	40~95	0.96~0.98
各色的油漆.....	100	0.92~0.96
各式舊的不同成分的鋁漆.....	100	0.27~0.67
平滑的玻璃.....	22	0.937

係數 f 的數值

第 4 表

$\frac{273 + \tau_1}{273 + \tau_2}$	1	2	3	4	5
f	1.000	1.036	1.077	1.108	1.130

對流方式的熱傳遞係數，當 $t_a - \tau_a < 15^{\circ}\text{C}$ 時，可按 B. C. 茹孜夫斯基的公式計算：

$$\alpha_k = 2.2(t_a - \tau_a)^{0.25}. \quad (16)$$

由此受熱係數可由下式求出：

$$\alpha_0 = 0.2\varepsilon \left(\frac{273 + \frac{t_a + \tau_a}{2}}{100} f \right)^3 + 2.2(t_a - \tau_a)^{0.25} \quad (17)$$

在熱計算中，通常採用國家標準90008—39所列的 α_s 及 R_θ 的數值。其中適用於車輛上的各數據見第5表。

車體隔熱壁的 α_θ 及 R_θ 的數值

第5表

隔 熱 壁 的 部 分	受 熱 係 數 α_θ (仟卡/公尺 ² 小時°C)	受 熱 阻 抗 (公尺 ² 小時°C/仟卡)
車牆及車頂.....	7.50	0.133
地板.....	5.0	0.20
傳熱較少的雙層玻璃窗戶及門.....	9.00	0.111
單層玻璃窗.....	9.60	0.104

散熱係數 α_n 及散熱阻抗 R_n

當隔熱壁外側表面與外界空氣溫度之差為1°C時，每一小時內每一平方公尺隔熱壁外側表面所發射的熱量稱為散熱係數 α_n 。

散熱係數 α_n 的倒數， $R_n = \frac{1}{\alpha_n}$ 稱為散熱阻抗。

熱量是通過輻射、對流的方式而發散的，因此

$$\alpha_n = \alpha_A + \alpha_K, \quad (18)$$

係數 α_A 可按式算出

$$\alpha_A = C_s \varepsilon \frac{\left(\frac{273+t_n}{100}\right)^4 - \left(\frac{273+t_n}{100}\right)^4}{t_n - t_n} \approx 0.2 \varepsilon \left(\frac{273 + \frac{t_n + t_n}{2}}{100}\right)^3, \quad (19)$$

式中 ε —— 隔熱壁外側表面的黑色程度；

C_s —— 絕對黑色物體的輻射係數，等於4.96仟卡/公尺²小時°C⁴。

t_n —— 隔熱壁外側表面溫度，°C；

t_n —— 外界空氣溫度，°C。

對流的熱傳遞係數可按M.A.米海夫製訂的公式求出

$$\alpha_K = 0.032 \left(\frac{w_o}{v_f}\right)^{0.3} \frac{\lambda_f}{l^{0.2}}, \quad (20)$$

式中 w_o —— 列車與風相對速度的幾何和，公尺/秒；

v_f —— 空氣溫度為 t_n 時的動粘着係數，公尺²/秒；

λ_f ——空氣溫度為 t_n 時的熱傳導係數，仟卡/公尺小時°C；

l ——流動空氣經過的平面的長度，公尺。

因此 α_n 的數值可按式求得

$$\alpha_n = 0.2 \varepsilon \left(\frac{273 + \frac{\tau_n + t_n}{2}}{100} f \right)^3 + 0.032 \left(\frac{w_0}{v_f} \right)^{0.8} \frac{\lambda_f}{l^{0.2}} \quad (21)$$

在降雪的天氣， α_n 的數值可達 200 仟卡/公尺²小時°C。

λ_f 及 v_f 的數值見第 6 表。

當 $p=1$ 公斤/公分² 時乾燥空氣的 λ_f 及 v_f 的數值

第 6 表

溫 度 °C	-50	-20	0	10	20	30	40	50
$10^6 v_f$, 公尺 ² /秒.....	9.54	11.93	13.70	14.70	15.70	16.61	17.60	18.60
$10^2 \lambda_f$, 仟卡/公尺小時°C ...	1.75	1.94	2.04	2.11	2.17	2.22	2.28	2.35

在熱流穩定的情況下， τ_n 可由下式求出

$$\tau_n = t_n + \frac{K}{\alpha_n} (t_s - t_n) \text{°C} \quad (22)$$

熱阻抗 R

熱阻抗與隔熱壁的材料熱傳導性、尺寸及其構造有關。

倘隔熱壁僅由一種材料組成，則熱阻抗

$$R = \frac{\Delta}{\lambda} \quad (23)$$

在多層隔熱壁中，如該層的分佈情況與熱流方向成垂直時，其熱阻抗

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_n, \quad (24)$$

$$R = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \quad (25)$$

車輛製造用各種材料的熱傳導係數見第 7 表。

由各種材料構成的隔熱壁，如其各層平面均垂直於熱流方向，則其熱阻抗可按 К. Ф. 福金的近似方法計算。以一個採用細孔橡皮為絕緣物及具有 Z 形柱的金屬側壁為例，將隔熱壁用平行於熱流方向的平面分為若干區（在本例中為三區），使每一區內具有一致的構造（圖 3），然後求出 a_1 、 a_2 、 a_3 各區的熱阻抗 R_I 、 R_{II} 、 R_{III} ：

$$R_I = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2 + \delta_3 + \delta_4}{\lambda_4} + \frac{\delta_5 + \delta_6}{\lambda_3} = \frac{0.01}{0.13} + \frac{0.02 + 0.004 + 0.047}{0.035} +$$

車輛製造用材料的熱傳導係數 λ , 密度 γ , 熱比容 C 表

第7表

材 料	熱 傳 導 係 數 λ (仟卡/公尺小時 $^{\circ}\text{C}$)	平 均 熱 比 容 C (仟卡/公斤 $^{\circ}\text{C}$)	通常溫度下的密度 γ (公斤/公尺 3)
鋁片.....	0.04	—	20
石棉板.....	0.10	0.195	770
鋁.....	123.0	0.20	2670
礦物性毡片.....	0.044	0.23	140
毛毡.....	0.03~0.05	0.45	330
橫紋橡木.....	0.178	0.42	800
順紋橡木.....	0.312	—	800
在隔熱壁外側橫紋的松木或白木.....	0.15	0.65	600
同上(內側).....	0.12	0.65	600
順紋的松木及白木.....	0.33	0.65	600
木板.....	0.19	0.60	680
膠合板.....	0.13	0.60	600
泡花.....	0.036	0.36	80
蘆草.....	0.06	0.36	200
普通紙板.....	0.15	0.36	700
Ксилолит.....	0.15	0.50	800
Линолеум.....	0.16	0.42	1150
Линкруста.....	0.14	0.36	900
棉麻絕緣物.....	0.05	0.4	180
細孔橡皮.....	0.027~0.045	0.37	15~35
鋸末.....	0.08	0.60	250
軟木板.....	0.04~0.06	0.50	150~200
Руберойд.....	0.15	0.36	600
稻草.....	0.05	0.36	150
玻璃.....	0.65	0.20	2500
玻璃絲.....	0.045~0.05	0.2	150~200
鋼.....	30~55	0.115	7700~7900
泥煤板.....	0.05~0.07	0.5	200~400
油紙.....	0.20	0.36	500
Шоелит.....	0.040~0.045	0.45	140~260
礦物質毛.....	0.055	0.18	300
Целотекс.....	0.04	—	215