

Jean **Desmons**
Léoric **Le Roy**

AIDE-MÉMOIRE

Génie climatique

6^e édition

DUNOD

Graphisme de couverture : Elizabeth Riba
Illustration de couverture : © Nengloveyou - shutterstock.com
Mise en page : Belle Page

© Dunod, 2008, 2009, 2012, 2015, 2017, 2019, 2021

11, rue Paul Bert, 92240 Malakoff

www.dunod.com

ISBN 978-2-10-083550-8

Le Code de la propriété intellectuelle n'autorisant, aux termes de l'article L. 122-5, 2° et 3° a), d'une part, que les « copies ou reproductions strictement réservées à l'usage privé du copiste et non destinées à une utilisation collective » et, d'autre part, que les analyses et les courtes citations dans un but d'exemple et d'illustration, « toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle faite sans le consentement de l'auteur ou de ses ayants droit ou ayants cause est illicite » (art. L. 122-4).

Cette représentation ou reproduction, par quelque procédé que ce soit, constituerait donc une contrefaçon sanctionnée par les articles L. 335-2 et suivants du Code de la propriété intellectuelle.

Préface

Nous retrouvons dans cet ouvrage, exposés d'une façon simple, les principes de fonctionnement et les éléments de calcul nécessaires à une bonne étude et à une bonne compréhension des installations de traitement de l'air.

Les parallèles entre théorie et technique, de par la simplicité des exemples choisis, sont là pour nous aider à avoir une analyse cartésienne des principes qui régissent nos installations.

Les derniers chapitres sont également là pour nous rappeler les principes simples des économies d'énergies et des énergies renouvelables.

Un bien bel ouvrage à mettre entre toutes les mains de nos professionnels de bureau d'études et de chantier...

Jean JACQUIN
Président honoraire du SNEFCCA

Table des matières

Préface	III
Avant-propos	XI
1 ■ Les bilans thermiques	1
1.1 Généralités	1
1.2 Rappels de base sur les échanges thermiques	2
1.3 Documents de base des bilans thermiques	9
1.4 Calcul des apports thermiques d'une salle de réunion	15
1.5 Les degrés-jours unifiés (DJU)	29
2 ■ Psychrométrie	35
2.1 Notions de confort	35
2.2 Étude de cas particuliers	37
2.3 Généralités sur l'air atmosphérique	38
2.4 Principales grandeurs physiques de l'air	40
2.5 Le diagramme psychrométrique – Mode d'emploi	44
2.6 Différentes évolutions psychrométriques de base	47
2.7 Éléments de calcul	54
2.8 Calculs psychrométriques	62
2.9 Comparaison des 2 systèmes d'humidification : vapeur saturée sèche et laveur adiabatique	76
2.10 Comparaison des procédés de déshumidification	81
2.11 Étude du diagramme psychrométrique de Molier	93

3 ■ Aéraulique	107
3.1 Les pressions en aéraulique	107
3.2 Les diffuseurs	117
3.3 Les ventilateurs	124
3.4 Les gaines	142
3.5 Calcul de réseaux aérauliques	151
3.6 Étude d'un réseau aéraulique et sélection du ventilateur correspondant	162
4 ■ Hydraulique	169
4.1 Généralités	169
4.2 Les pompes	169
4.3 Les vannes	176
4.4 Caractéristiques des circuits hydrauliques	182
4.5 Étude de circuits hydrauliques	194
4.6 Boucle de Tickelman	208
4.7 Les disconnecteurs	208
5 ■ Les fluides frigorigènes utilisés en climatisation	213
5.1 Remarques préliminaires	213
5.2 Quelques éléments de physique se rapportant aux fluides frigorigènes	215
5.3 Étude comparative de 2 fluides : le R 134 a et le R 407 C	219
5.4 Étude de quelques fluides utilisés en conditionnement d'air	224
5.5 Nouvelle génération de fluides frigorigènes : les hydrofluorooléfines (HFO)	230
5.6 Récupération et régénération des fluides frigorigènes	232
5.7 Rinçage des circuits	239
5.8 Exemples de fluides frigorigènes adaptés à différentes applications	240
5.9 Tableaux donnant la relation pression-température de quelques fluides frigorigènes utilisés en traitement de l'air	240

6 ■	Types de climatisations	257
6.1	Généralités	257
6.2	Les systèmes à détente directe	257
6.3	Les climatiseurs de toiture	263
6.4	Les armoires de climatisation	266
6.5	Les pompes à chaleur	278
6.6	Les climatisations tout air – Les centrales de traitement d'air	307
6.7	Les systèmes tout eau	330
6.8	Les systèmes mixtes : les éjecto-convecteurs et les poutres climatiques dynamiques	335
6.9	Les systèmes VRV ou DRV	341
6.10	La compression bi-étagée des pompes à chaleur haute température de faible puissance	350
6.11	Refroidissement adiabatique	354
6.12	Les compresseurs à vis	363
6.13	Comparaison des principaux systèmes de traitement d'ambiance	383
6.14	Étude d'une installation de rafraîchissement de l'air sans fluide frigorigène et sans compression	384
6.15	Étude comparative d'une installation de traitement d'air fonctionnant en hiver à partir des 4 principes de fonctionnement suivants	392
7 ■	Le solaire	403
7.1	Généralités	403
7.2	Principes des capteurs solaires	404
7.3	Exemples pratiques	407
7.4	Le solaire et la climatisation : les machines à absorption	410
8 ■	La géothermie	423
8.1	Généralités	423
8.2	Géothermie se rapportant au captage de la chaleur du sol à de faibles profondeurs	423

8.3	Géothermie se rapportant à de la chaleur issue de nappe phréatique	429
8.4	Cas concret	431

9 ■ La filtration 441

9.1	Domaines d'application	441
9.2	Types de poussières et particules	442
9.3	Principe de captation des particules	443
9.4	Principales caractéristiques d'un filtre : L'Efficacité (figure 9.6)	446
9.5	Pertes de charge d'un filtre (figure 9.7)	448
9.6	Maintenance d'un filtre (figure 9.10)	451
9.7	Concentration particulaire d'un local	452
9.8	Coût énergétique du brassage et de la filtration	455
9.9	Aspect normatif de la filtration	458
9.10	Cas particulier des salles dites « propres »	461

10 ■ Récupération d'énergie 471

10.1	Généralités	471
10.2	Échangeurs à plaques	471
10.3	Échangeurs rotatifs	475
10.4	Récupérateurs de chaleur type caloduc	482
10.5	Échangeurs hydrauliques	487
10.6	Les puits canadiens	496

11 ■ Le stockage de l'énergie 501

11.1	Pourquoi stocker l'énergie ?	501
11.2	Stockages sensibles et latents	502
11.3	Technologie de stockage	504
11.4	Différentes stratégies possibles	506
11.5	Conception d'une installation	510
11.6	Dimensionnement d'un STL	516
11.7	Calcul du volume du STL	520
11.8	Calcul des puissances d'échange	521

12 ■ Mesures et comptage en génie climatique 523

12.1	Généralités	523
12.2	Mesure des pressions	523
12.3	Mesure des températures	528
12.4	Mesure de l'hygrométrie relative	531
12.5	Mesure de la vitesse	533
12.6	Mesures et calculs des débits d'air	534
12.7	Mesure de la vitesse de rotation	543
12.8	Comptage d'énergie	544
12.9	Contrôle de la qualité de l'air	546
12.10	Centrale d'acquisition	548

13 ■ Pratique des installations de traitement d'air 549

13.1	Vérifications avant mise en route	549
13.2	Vérifications pendant la mise en route	552
13.3	Dépannage	556
13.4	Les conduites frigorifiques	563
13.5	Les vannes à eau pressostatiques	566
13.6	Pannes	569

**14 ■ Cas pratiques de pannes
ou de problèmes en génie climatique 571**

14.1	Cas pratique n° 1	571
14.2	Cas pratique n° 2	573
14.3	Cas pratique n° 3	575
14.4	Cas pratique n° 4	576

15 ■ Acoustique appliquée au génie climatique 579

15.1	Généralités	579
15.2	Définition du bruit	579
15.3	Principe de la chaîne du bruit	579
15.4	Différents types de bruits	580
15.5	Vitesse des sons	580
15.6	Fréquence	580
15.7	Caractéristiques d'un son	581
15.8	Termes et expressions de base de l'acoustique	581

15.9	Indice d'affaiblissement acoustique	593
15.10	Isolement acoustique	595
15.11	Courbes NR, ou ISO, d'évaluation du bruit	595
15.12	Réglementation acoustique	597
15.13	Les sonomètres	599
15.14	Les écrans acoustiques	600
15.15	Les silencieux	602
15.16	Acoustique des tours de refroidissement	605
15.17	Acoustique des groupes à eau glacée	608
15.18	Acoustique des condenseurs à air	609
15.19	Acoustique des bouches de soufflage	610
15.20	Acoustique des ventilateurs	611
15.21	Mesure du bruit	614
15.22	Prévention des nuisances acoustiques	617
15.23	Éléments de traitement des vibrations	618
15.24	Réduction de la gêne acoustique de la climatisation dans une salle de cinéma	619

Tables de conversion	623
-----------------------------	------------

Index	627
--------------	------------

Avant-propos

Dans ce manuel, la plupart des aspects du traitement de l'air sont décrits en partant des bases, cet aide-mémoire se veut donc éclectique et pratique. Le fossé culturel entre les techniciens de terrain et les techniciens de bureau d'études est de moins en moins évident. Chaque chapitre comporte donc un développement technologique et un développement théorique accompagné d'études de cas résolus.

La prise de conscience environnementale étant de plus en plus évidente, les technologies qui vont dans le sens des économies d'énergie se développent : il s'agit en particulier des pompes à chaleur, du solaire, du froid à absorption solaire, de la géothermie et du stockage d'énergie.

Cet aide-mémoire a donc l'ambition d'intéresser l'ensemble des acteurs du génie climatique.

Puisse ce livre permettre d'accroître les compétences des lecteurs... un technicien qui maîtrise bien sa technique est un technicien apprécié... et généralement heureux.

Nous remercions les sociétés et les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la rédaction de cet ouvrage et dont sont issues certaines figures et données :

Ace Airwell, Aldès, Anémotherm Halton, Bruel et kJer, Camfil Farr, Carrier, F. Caugan, Ciat, Climastar, Contardo, Cristopia, Danfoss, Dehon, Dessica, EDF, Grasso, Guinard, Johnson controls, Jumo, Kimo, NICOTRA, S. Petrovic, Salmson-Wilo, Sapel, SCS, Solyvent (Flakt Woods), Technibel, Trane, US Reco, Viessmann, VIM, Wesper, Yazaki.

Les auteurs

1

Les bilans thermiques

1.1 Généralités

Tout projet en thermique débute par le calcul des apports et/ou des déperditions. L'été, les bilans thermiques sont presque toujours positifs, l'équipement à installer devra combattre ces apports positifs afin de garantir des conditions d'ambiance confortables.

L'hiver, les bilans thermiques sont le plus souvent négatifs, l'équipement à installer devra compenser les pertes thermiques afin de garantir des conditions d'ambiance confortables.

Beaucoup d'équipements sont conçus pour combattre les apports l'été et les déperditions l'hiver. Citons par exemple les pompes à chaleur réversibles, les centrales de traitement d'air équipées de batterie à eau glacée et de batterie à eau chaude, etc.

Le chiffrage des apports ou des déperditions peut être effectué par calcul à partir de méthodes simples ou complexes, la tendance actuelle est à l'utilisation de plus en plus fréquente de logiciels spécifiques.

Il est néanmoins tout à fait utile de pouvoir maîtriser les bilans thermiques par le calcul afin d'avoir des repères personnels quant aux valeurs moyennes !

Dans ce qui suit, nous nous limiterons aux bilans été et les apports seront calculés à partir des 2 méthodes suivantes :

- ▶ Méthode simplifiée de la société Carrier dont l'application se limite au confort.
- ▶ Méthode simplifiée de la société Airwell tenant compte des apports solaires.

1.2 Rappels de base sur les échanges thermiques

Les matériaux ont un comportement thermique spécifique. Les thermiciens affectent à chaque matériau un coefficient de conductivité thermique dont le symbole est λ (**lambda**). La figure 1.1 donne l'explication du coefficient de conductibilité thermique.

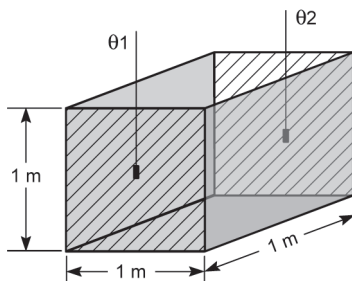


Figure 1.1 Élément de base permettant de définir le coefficient de conductibilité (λ)

Le flux thermique qui s'opère entre 2 faces opposées de surface 1 m^2 , distantes de 1 m et soumises à une différence de température $(\theta_1 - \theta_2)$ de 1°C caractérise le coefficient de conductivité thermique du matériau.

$$\text{Flux thermique} = \lambda \frac{S \times \Delta\theta}{d}$$

Flux thermique en W , S : surface en m^2 , d : distance en m , $\Delta\theta$: différence de température en $^\circ\text{C}$, λ est le coefficient de conductivité thermique spécifique du matériau.

$$\text{D'où : } \lambda = \frac{\Phi \times d}{S \times \Delta\theta} = \frac{\text{W} \times \text{m}}{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}} = \frac{\text{W}}{\text{m} \times ^\circ\text{C}}$$

Le coefficient de conductivité thermique s'exprime donc en $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$.

Des tableaux donnent les coefficients de conductivité thermique de tous les matériaux avec les masses volumiques correspondantes.

Tableau 1.1 Caractéristiques thermiques de différents matériaux

Coefficient de conductivité thermique λ (W/m.°C)		
Matériaux	ρ (kg/m ³)	λ (W/m.°C)
Acier	7 780	52
Aluminium	2 700	230
Argile	1 800 à 2 600	0,84
Béton armé	2 400	0,8 à 1,7
Béton plein de granulats lourds	2 200 à 2 400	1,75
Béton cellulaire autoclavé	775 à 825	0,33
Béton cellulaire autoclavé	675 à 725	0,27
Béton de perlite ou de vermiculite	600 à 800	0,31
Bois (chêne)	700 à 1 000	0,21
Bois (sapin)	500 à 800	0,16
Briques creuses		0,5
Briques pleines	1 800 à 2 200	0,9
Briques réfractaires	1 800 à 2 200	0,47
Carreaux de plâtre ou plaques de plâtre	750 à 1000	0,35
Cuivre	9 830	380
Fer	7 000 à 7 800	52,3
Hourdis béton avec entraxe des poutrelles de 0,6 m, dalle de compression comprise		1,3
Hourdis terre cuite avec entraxe des poutrelles de 0,6 m, dalle de compression comprise		0,8
Laine de roche	18 à 25	0,047
Laine de roche	60 à 100	0,039
Laine de verre	7 à 10	0,047
Laine de verre	25 à 65	0,034
Liège expansé aggloméré au brai	340	0,048
Liège expansé pur	210	0,043
Parpaings creux		1
Parpaings pleins		1,4

Pierre calcaire dure (marbre)	2 600	2,9					
Pierre calcaire tendre	1 470 à 1 640	0,95					
Pierre granit	2 500 à 3 000	3,5					
Polystyrène expansé	10 à 12	0,047					
Polystyrène extrudé	28 à 32	0,035					
Mousse de polyuréthane	30 à 34	0,03					
Plâtre	1 100 à 1 300	0,5					
Tarte	2 500	1,2 à 3					
Tuile	1 400 à 1 600	0,8					
Verre	2 700	1					
Résistance au flux thermique de lame d'air non ventilée R en m².°C/W							
Lame d'air verticale	Épaisseur (mm)	5 à 7	7 à 9	9 à 11	11 à 13	14 à 24	25 à 50
	R (m².°C/W)	0,11	0,13	0,14	0,15	0,16	0,16

La valeur des coefficients de conductivité thermique d'un même matériau peut varier légèrement, elle dépend des procédés d'élaboration, des masses volumiques (variables) par exemple.

Les transferts thermiques à travers une paroi dépendent :

- ▶ de la conductivité thermique du ou des matériaux constituant la paroi,
- ▶ de l'épaisseur des différents constituants,
- ▶ de la valeur de la convection (**h**) de part et d'autre de cette paroi,
- ▶ de l'ensoleillement.

Le coefficient de conductivité thermique prend comme référence le mètre d'épaisseur. Le flux thermique dû à la conduction est inversement proportionnel à l'épaisseur.

Le coefficient de transmission thermique de symbole « **U** » est égal à λ/e :

$$U = \frac{\lambda}{e} = \frac{\frac{W}{m \times ^\circ C}}{m} = \frac{W}{m^2 \times ^\circ C}$$

Le coefficient d'échange thermique dû à la convection est d'autant plus important que la vitesse de l'air en contact avec la paroi est importante.

Les coefficients d'échange thermique dus à la convection sont donc variables.

Généralement, dans les cas classiques, on prend pour la convection intérieure $h_i = 8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ et pour la convection extérieure $h_e = 23 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Quant au rayonnement, les apports solaires sont donnés par des tableaux qui tiennent compte de la latitude, de l'exposition, de l'heure, de la nature des parois, etc.

Dans la pratique, le calcul des transferts thermiques est facilité par l'utilisation de la résistance au flux thermique (symbole R).

R est l'inverse du coefficient de transmission thermique $R = 1/U$:

$$R = \frac{1}{U} = \frac{1}{\frac{W}{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}} = \frac{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}{W}$$

■ Étude d'une paroi simple

Prenons l'exemple d'une paroi simple extérieure réalisée en parpaings pleins de **20 cm** d'épaisseur et dont le coefficient de conductivité thermique est $\lambda = 1,4 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$.

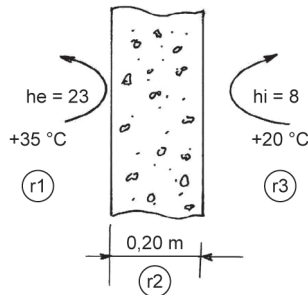


Figure 1.2 Différentes résistances au flux thermique d'une paroi simple

Résistance totale au flux thermique de cette paroi :

$$R = r_1 + r_2 + r_3 = \frac{1}{23} + \frac{0,2}{1,4} + \frac{1}{8} = 0,31 \frac{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

Coefficient d'échange thermique :

$$U = 1/R = 1/0,31 = 3,225 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

■ Étude des températures

Chute de température due à la convection extérieure (**he**) :

$$\Delta\theta = \frac{15 \times 0,04}{0,31} = 2^\circ\text{C}$$

Chute de température due aux parpaings :

$$\Delta\theta = \frac{15 \times 0,153}{0,31} = 7^\circ\text{C}$$

Chute de température due à la convection intérieure (**hi**) :

$$\Delta\theta = \frac{15 \times 0,125}{0,31} = 6^\circ\text{C}$$

Représentation des températures au niveau de cette paroi simple :

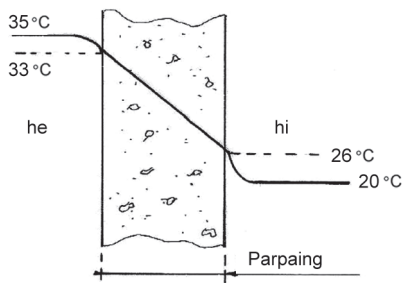


Figure 1.3 Évolution des températures au niveau d'une paroi simple

■ Étude d'une paroi composée

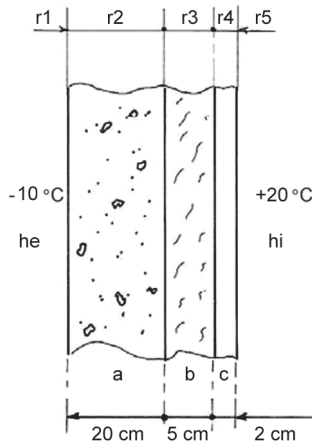


Figure 1.4 Exemple de paroi composée

he : convection extérieure = **23 W/m².°C** ; **a** : parpaing de **20 cm**, $\lambda = 1,4 \text{ W/m.°C}$; **b** : polystyrène de **5 cm**, $\lambda = 0,03 \text{ W/m.°C}$; **c** : plâtre de **2 cm**, $\lambda = 0,5 \text{ W/m.°C}$; **hi** : convection intérieure = **8 W/m².°C**.

Calcul des résistances partielles

$$r1 \text{ (convection extérieure)} = 1/23 = \mathbf{0,043 \text{ (m}^2\text{.°C)/W.}}$$

$$r2 \text{ (parpaing)} = e/\lambda = 0,2/1,4 = \mathbf{0,143 \text{ (m}^2\text{.°C)/W.}}$$

$$r3 \text{ (polystyrène)} = e/\lambda = 0,05/0,03 = \mathbf{1,67.}$$

$$r4 \text{ (plâtre)} = e/\lambda = 0,02/0,5 = \mathbf{0,04.}$$

$$r5 \text{ (convection intérieure)} = 1/8 = \mathbf{0,125.}$$

La résistance totale de cette paroi au flux thermique est :

$$\mathbf{R = 0,043 + 0,143 + 1,67 + 0,04 + 0,125 = 2,02 \text{ (m}^2\text{.°C)/W.}}$$

Le coefficient d'échange thermique « U » est donc égal à $1/2,02 = \mathbf{0,5 \text{ W/(m}^2\text{.°C)}}$.

Calcul des chutes de températures dues aux différentes résistances au flux thermique :

$$\Delta\theta(r1) = \frac{30 \times 0,043}{2,02} = 0,64 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta\theta(r2) = \frac{30 \times 0,143}{2,02} = 2,12 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta\theta r3 = \frac{30 \times 1,67}{2,02} = 24,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta\theta r4 = \frac{30 \times 0,04}{2,02} = 0,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta\theta r5 = \frac{30 \times 0,125}{2,02} = 1,86 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta\theta \text{ total} = 0,64 + 2,12 + 24,8 + 0,6 + 1,86 = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

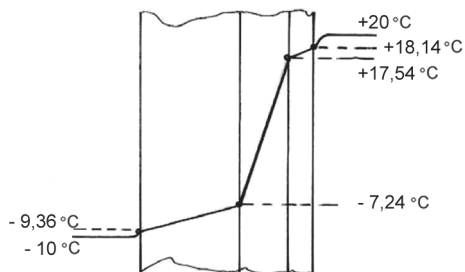
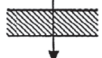


Figure 1.5 Évolution des températures au niveau d'une paroi composée

1.3 Documents de base des bilans thermiques

Les tableaux suivants donnent des exemples de documents pour réaliser des bilans thermiques.

Tableau 1.2 Valeurs des différentes résistances superficielles

Inclinaison des parois et sens du flux de chaleur	Unités	Parois extérieures			Parois intérieures		
		$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i}$	$\frac{1}{h_e}$	$\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$
Parois verticales 	$(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W})$ $(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}/\text{kcal})$	0,11	0,06	0,17	0,12	0,12	0,24
		(0,13)	(0,07)	(0,20)	(0,14)	(0,14)	(0,28)
Parois horizontales (flux ascendant) 	$(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W})$ $(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}/\text{kcal})$	0,09	0,05	0,14	0,10	0,10	0,20
		(0,11)	(0,06)	(0,17)	(0,12)	(0,12)	(0,24)
Parois horizontales (flux descendant) 	$(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W})$ $(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}/\text{kcal})$	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34
		(0,20)	(0,06)	(0,26)	(0,20)	(0,20)	(0,40)

h_i : coefficient de transmission par convection sur la paroi intérieure.
 h_i en $\text{W}/(\text{m}^2 \times ^\circ\text{C})$

h_e : coefficient de transmission par convection sur la paroi extérieure.
 h_e en $\text{W}/(\text{m}^2 \times ^\circ\text{C})$

R_i : résistance superficielle au flux thermique.
 $R_i = 1/h_i$ en $(\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}) / \text{W}$

R_e : résistance superficielle au flux thermique.
 $R_e = 1/h_e$ en $(\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}) / \text{W}$

Résistance totale superficielle au flux thermique $R_{\text{totale}} = R_e + R_i$.

Tableau 1.3 Apport de chaleur dû aux occupants

Degré d'activité	Application type	Métabolisme homme adulte	Métabolisme moyen	Température sèche du local											
				28			27			26			24		
				Watt			Watt			Watt			Watt		
				S	L	S	S	L	S	S	L	S	L	S	L
Assis, au repos	Théâtre, école primaire	114	102	51	51	57	45	61	41	67	35	75	27		
Assis, travail léger	École secondaire	131	116	52	64	56	60	63	53	70	46	79	37		
Employé de bureau	Bureau, hôtel, appartement, école supérieure	139	131	52	79	58	73	63	68	71	60	82	49		
Debout, marche lente	Magasin, boutique	161													
Assis, debout	Drugstore	161	146	62	94	58	88	64	82	74	72	85	61		
Debout, marche lente	Banque	161													
Travail léger à l'établi	Usine, travail léger	234	219	56	163	64	155	72	147	86	133	106	113		
Danse	Salle de danse	263	248	64	184	72	176	80	168	95	153	117	131		
Marche, 5 km/h	Usine, travail assez pénible	292	292	79	213	88	204	96	196	111	181	134	158		
Travail pénible	Piste de bowling, usine	438	423	131	292	136	287	142	281	153	270	176	247		

S : apport de chaleur sensible.

L : apport de chaleur latente.

Tableau 1.4 Conditions de base extérieures : été / hiver (Doc. Carrier)

Département et ville	Conditions de base normales Été – Juillet : 15 h		Écart diurne	Conditions de base normales Hiver		Vents dominants Direction et vitesse (km/h)		Altitude (m)	Latitude N
	Temp. sèche (°C)	Temp. humide (°C)	Moyen (°C)	Temp. sèche (°C)	Degrés-jours cumulés normaux	Hiver	Été		
Alpes-Maritimes Nice	32	23,5	8,2	-2	891	NE – 15	SO – 11,5	3	43° 40
Aube Romilly	31	20,5	13,4	-10	2 015			77	48° 30
Bas-Rhin Strasbourg	30	20,0	10,1	-14	2 222	S – 15	S – 13	151	48° 33
Basses-Pyrénées Biarritz	29	21,0	7,0	-5	1 012			29	
Bouches-du-Rhône Aix-en-Provence Marseille	35 34	21 21,5	12,6 -5	-5	1 205	NO – 26,5	NO – 27	3	43° 31
Calvados Caen	26	18,5	10,6	-7	1 846	O – 20,5	O – 15	66	49° 10
Charente Cognac Angoulême	32 31	20,5 22	13,4	-5 -5				30 83	45° 40 45° 40
Charente-Maritime La Rochelle Rochefort	31 31	20,5 21,2	10,4 9,8	-4 -4	1 420			14	46° 11

Cher Bourges	31	20	12,2	-7	1 848			157	47° 04
Côte-d'Or Dijon	31	20,5	12,0	-10	2 070			220	47° 15
Corse Ajaccio	35	23	12,0	-2	943			4	41° 55
Drôme Montélimar	33	22	13,0	-6	1 517			73	44° 35
Finistère Brest	25	18,5	7,8	-4	1 575			98	48° 27
Gard Nîmes	35	22,5	13,2	-5	1 198			59	43° 52
Gironde Bordeaux Cazaux	32 31	21 22	10,2 11,8	-4 -4	1 432 1 322	O - 18	O - 13,5	47 24	44° 50 44° 32
Haute-Garonne Toulouse	32	20,5	12,6	-6	1 468	O - 19	O - 16,5	151	43° 37
Haute-Loire Le Puy	30	19	14,0	-5	2 297			714	45° 03
Haut-Rhin Mulhouse	31	20	10,4	-14	2 343			267	47° 36
Haute-Vienne Limoges	30	19,5	13,2	-8	1 915			282	45° 42
Ille-et-Vilaine Rennes	28	19,5	12,2	-5	1 687			35	48° 04

Indre-et-Loire Tours	30	20		-7	1 733			96	47° 25
Loir-et-Cher Romorantin	31	20,5	11,2	-7	1 862			80	
Loire St-Étienne	31	19,5	13,6	-8	2 031			399	45° 32
Loire Atlantique Nantes	31	21	10,3	-5	1 594	0 – 18,5	50 – 16	26	47° 10
Loiret Orléans	30	19,5	11,2	-7	1 927			125	47° 59
Maine-et-Loire Angers	30	20	12,0	-7	1 703			54	47° 30
Manche Cherbourg	24	19	5,8	-4	1 513			8	49° 39
Marne Reims	30	20	12,1	-10	2 060			94	49° 18
Meurthe-et-Moselle Nancy	29	19	11,0	-11	2 249			203	48° 42
Moselle Metz	30	20	11,2	-11	2 233			189	49° 05
Nord Lille	28	18,5	11,0	-9	2 088			55	50° 34
Oise Beauvais	29	19	12,4	-7	2 075	50 – 19	0 – 14,5	101	49° 27

Orne Argentan	28	19,5	10,8	-7					160	
Pas-de-Calais Dunkerque	25	18	7,4	-9		1 950			9	
Puy-de-Dôme Clermont-Ferrand	31	21,5	13,5	-8		1 904			329	45° 48
Pyrénées-Orientales Perpignan	31	22,5	11,0	-4		899	NO – 21,5	NO – 18,5	43	42° 44
Rhône Lyon	32	20	12,0	-8		1 894	N – 15	N – 17,5	196	45° 43
Saône-et-Loire Mâcon	31	20	13,4	-8		1 995			216	46° 18
Seine Paris	30	20	11,2	-7		1 905	NE – 22	O – 19	89	48° 44
Seine-Maritime Dieppe Rouen	26 29	19,5 19,5	9,8 12,6	-7 -7		1 964			68	49° 23
Somme Abbeville	28	19,5	10,3	-9		2 002	SO – 20	O – 17	57	50° 08
Var Toulon	32	22,5	12,7	-2		826	E – 25,5	O – 21	28	43° 06
Vienne Poitiers	30	19,5	9,8	-7		1 258			118	48° 35

1.4 Calcul des apports thermiques d'une salle de réunion

Prenons l'exemple d'un projet de climatisation en région parisienne. Le cahier des charges stipule une température intérieure moyenne de 22°C .

Nombre d'occupants : **30**.

Occupation de 9 heures à 12 heures et de 14 heures à 17 heures.

Éclairage : 30 W/m^2 .

Vitrage simple de **6 mm** d'épaisseur, coefficient d'échange thermique $U = 5,7 \text{ W/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$.

La partie vitrée est équipée de stores intérieurs en aluminium. Le matériel informatique apporte **2 kW**.

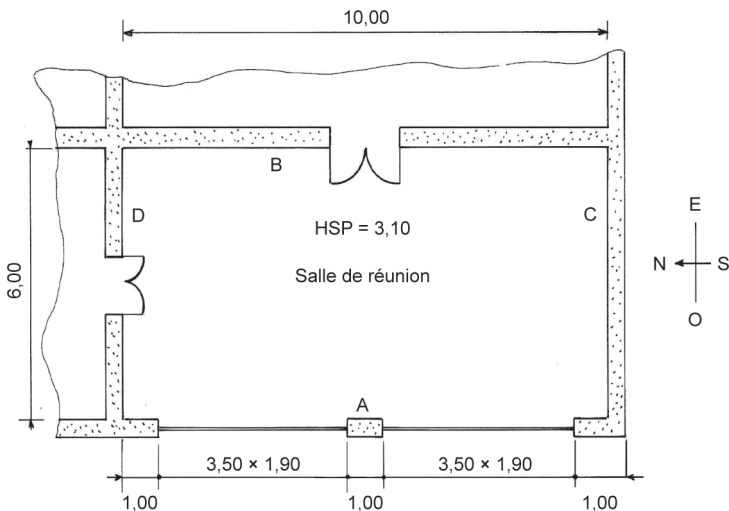


Figure 1.6 Salle de réunion à climatiser

Paroi A : Béton de **20 cm** d'épaisseur couleur extérieure : vert pâle.

Parois B et D : Cloison en carreaux de plâtre de **10 cm** d'épaisseur.

Paroi C : Paroi comportant une isolation thermique, son coefficient de transmission **U** est égal à **1,5 W/m².°C**. La couleur extérieure de cette paroi est également vert pâle.

Revêtement du plancher : moquette collée sur dalle de béton de **16 cm**.

Il convient de considérer **30 m³** cubes d'air neuf par occupant.

Considérer un **$\Delta\theta$ de 5 °C** pour les parois intérieures.

Calculer les charges maximales en été de ce local à partir de 2 méthodes.
Sélectionner ensuite l'équipement approprié à ce local.

■ Calcul des apports par la méthode simplifiée de sélection de Carrier

Tableau 1.5 Méthode Carrier

Description			Quantité	Facteur			Watt		
Latitude Nord				Température extérieure en °C			3 977		
				32	35	38			
1 – Fenêtres exposées au soleil (ne prendre qu'une seule exposition, sélectionner celle qui donne le résultat le plus élevé)	S ou E		×	132	142	158			
	SO			243	252	267			
	O	13,3 m²		299	315	330			
	NO et SE			180	190	205			
2 – Toutes fenêtres non comprises en -1-			×	63	79	94	=		
3 – Murs exposés au soleil (prendre la même exposition qu'en -1-)	Construction légère			×	58	67	77	=	114
	Construction lourde		3 ml		38	48	58		
4 – Tous les murs non compris en -3-			6 ml	×	24	34	43	=	144
5 – Cloisons (toutes cloisons intérieures adjacentes à un local non climatisé)			16 ml	×	20	29	38	=	320

6 – Plafond ou toiture	Local non conditionné au-dessus		60 m²	x	3	9	16	=	180
	Plafond avec mansarde au-dessus	Non isolé			26	31	41		
		50 mm d'isolation			9	9	13		
	Terrasse avec plafond dessous	Non isolé			22	26	28		
		50 mm d'isolation			9	9	13		
	Toiture	Non isolée			44	50	57		
7 – Plancher	Local non conditionné au dessous ou sur vide sanitaire		60 m²	x	6	9	16	=	360
8 – Occupants	(comprenant le renouvellement d'air passant dans l'appareil)		30 pers.	x	293			=	8 790
9 – Éclairage et appareils électriques en fonctionnement			3 800 W	x	1			=	3 800
10 – Portes ou baies continuellement ouvertes sur un local non conditionné				x	240	240	288	=	
11 – Bilan total								=	17 685

Remarque

Cette méthode simplifiée permettant seulement d'obtenir un bilan thermique approché ne pourra pas être utilisée dans des cas où des garanties précises de température et d'hygrométrie sont exigées.

■ Calcul des apports thermiques pour le conditionnement d'air par la méthode Airwell

Les apports thermiques sont de 4 ordres :

- ▶ apports par transmission,
- ▶ apports internes,
- ▶ apports par rayonnement solaire,
- ▶ apports par le renouvellement d'air (air neuf).

□ Apports par transmission

Ceux-ci seront calculés suivant la manière habituelle à l'aide des chiffres des colonnes III – IV – et V, le produit sera porté dans la colonne V du tableau 1.10 (cf. plus loin).

□ Apports internes

Ils seront calculés en remplissant les cases du bas de la fiche de calcul (tableau 1.10).

□ Apports par rayonnement solaire

Ils seront calculés en remplissant les cases du bas dans la colonne IX (tableau 1.10).

Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement solaire sur les murs

I (mur) : rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur en W/m^2 .

Il dépend de l'orientation du mur et de l'heure pour laquelle le calcul a été effectué et, également de la latitude sous laquelle le local se trouve.

L'heure d'apport solaire maximal est déterminée à l'aide des figures d'orientation (figure 1.7) et du tableau 1.8.

La valeur **I (mur)** est donnée dans le tableau 1.9 dans la colonne « **m** » en fonction de :

- ▶ la latitude,
- ▶ l'orientation du mur,
- ▶ l'heure.

A : coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement. Il dépend de la couleur et de la nature du mur ou du vitrage selon tableau 1.7.

S : facteur du rayonnement indiquant la part de chaleur absorbée par la surface et transmise à travers le mur du local (figure 1.8).

R (mur) : quantité de chaleur traversant le mur. Elle est donnée par la formule :

$$R(\text{mur}) = I(\text{mur}) \times A \times S$$

Apports dus à la chaleur provenant du rayonnement solaire sur les vitrages

I (vit) : intensité du rayonnement solaire en W/m^2 .

Elle est définie de la même manière que **I (mur)** et est donnée par les tableaux 1.8 et 1.9 (dans la colonne « v » suivant l'orientation).

A : coefficient d'absorption du vitrage (tableau 1.7).

g : facteur de réduction (tableau 1.6).

Il est fonction du mode de protection de la fenêtre contre le rayonnement solaire.

R (vit) : quantité de chaleur traversant le vitrage.

Elle est donnée par le produit :

$$R(vit) = I(vit) \times A \times g$$

Remarque

Les vitrages, comme les murs, transmettent une certaine quantité de chaleur vers l'extérieur par rayonnement et convection. Les tableaux donnant **I (vit)** et **I (mur)** tiennent compte de ce phénomène.

Lorsqu'un ensemble de locaux a différentes orientations :

- ▶ les puissances à installer par local seront valables pour l'heure où la charge thermique est maximale ;
- ▶ la puissance totale installée sera la somme des puissances partielles à la même heure pour tous les locaux ;
- ▶ le calcul sera fait pour : 9 h – 12 h – 16 h. La valeur retenue sera la plus grande des trois.

La méthode Airwell utilise des tableaux et des abaques en fonction des orientations types des locaux pour déterminer l'heure où l'apport thermique est maximum.

Tableau 1.6 Facteur de réduction « g » pour fenêtres protégées

Fenêtres protégées par	Couleur	g
➤ stores extérieurs en toile	écru	0,28
➤ stores extérieurs en toile	aluminium	0,22
➤ stores intérieurs entièrement baissés	aluminium	0,45
➤ stores intérieurs à moitié baissés	blanc ou crème	0,68
➤ persiennes entièrement baissées à l'intérieur des fenêtres	aluminium	0,58
➤ persiennes entièrement baissées à l'extérieur des fenêtres	aluminium	0,22

Tableau 1.7 Coefficient d'absorption « A » pour murs, toits et fenêtres

Couleur et nature de la surface	A
Surfaces très claires :	
➤ pierre blanche – surface blanche, claire ou crème – ciment très clair	0,4
Surfaces foncées :	
➤ fibrociment – bois non peint – pierre brune – brique rouge – ciment foncé – staff rouge, vert ou gris	0,7
Surfaces très foncées :	
➤ toitures en ardoises foncées – carton bitumé très sombre	0,9
Verre (fenêtres ou lanternaux) :	
➤ vitrage simple	1,0
➤ vitrage double	0,9
➤ vitrage triple	0,8