



Ressources Educatives Libres

ANALYSE DES PERFORMANCES ÉNERGÉTIQUES DANS LE BÂTIMENT : MÉTHODE DE CALCUL SIMPLIFIÉ

Université Nationale des Sciences,
Technologies, Ingénierie et Mathématiques d'Abomey



Septembre 2024

Table des matières

I- INTRODUCTION.....	4
1.1 Cahier des charges pour le calcul d'un bilan thermique de climatisation.....	4
1.2 Base de données climatiques.....	6
1.2.1 Mois de base [1] [2]	6
1.2.2 Conditions extérieures de base [1]	6
1.2.3 Conditions intérieures de base	7
1.3 Propriétés thermo physiques des matériaux locaux de construction	7
1.4 Evaluation du bilan thermique de climatisation	9
1.4.1 Méthodes pour déterminer les bilans	9
1.4.2 Méthode simplifiée de calcul [2] [3] [8] [10] [11] [12]	10
1.5 EVALUATION DE LA PUISSANCE A SOUSCRIRE [13] [14]	22
II- CONCLUSION	23

OBJECTIFS GENERAL

L'objectif principal de ce cours est de contribuer à l'amélioration des performances thermiques du bâtiment

OBJECTIFS SPECIFIQUES

De façon spécifique, il s'agit de :

- Elaborer la constitution d'un cahier des charges pour le calcul d'un bilan thermique de climatisation ;
- Evaluer le bilan thermique de climatisation d'un bâtiment ;
- Evaluer la puissance à souscrire.

ÉLÉMENTS DE COURS

Dans cette séquence, les points ci-après seront abordés :

- Description de la zone d'implantation du bâtiment
- Méthode simplifiée de calcul du bilan thermique de climatisation.

I- INTRODUCTION

Les installations de climatisation utilisées dans les pays tropicaux sont dimensionnées à partir des méthodes de calcul de bilans thermiques mises au point pour des climats continentaux [1] [2] c'est à dire, présentant des fortes variations de température en cours d'année (hiver-été) et des taux d'humidité relativement faibles (50 à 60%). En région tropicale humide, les taux d'humidité sont élevés (supérieur à 80%) et la température varie peu dans l'année [3]. On s'aperçoit qu'il est difficile de transposer une méthode de calcul mise au point à partir des conditions climatiques spécifiques d'une région à l'autre, car cela peut entraîner un certain nombre de problèmes sur les plans thermiques des enveloppes architecturales, énergétiques et hygrothermiques dans le bâtiment.

Tous ces aspects font que les installations de climatisation conçues pour les climats tropicaux sont surdimensionnées, entraînant ainsi une surconsommation électrique dans le domaine du conditionnement d'air des bâtiments [3]. Ceci justifie ce chapitre dont l'objectif est de mettre à la disposition des bureaux d'étude, des étudiants et des techniciens exerçant dans le métier de frigoriste, des informations relatives au calcul simplifié de bilan thermique de climatisation adaptée aux climats tropicaux humides, de transition et sahélien. Ces informations relèvent des valeurs recueillies sur les différents sites météorologiques qui feront l'objet de ce travail. Cependant, pour les villes dont nous n'avons pas ces données nous avons procédé par calcul en tenant compte des paramètres météorologiques locaux. Aussi, en fonction de ces zones climatiques les villes indiquées dans le tableau 1.1 ont été retenues comme échantillon de cette étude

Zones climatiques	Pays	Villes échantillons
Climat tropical humide	Cameroun	Douala
	Côte d'Ivoire	Abidjan
	Bénin	Cotonou
	Togo	Lomé
Climat tropical de transition (climat littoral)	Sénégal	Dakar
Climat tropical sec	Cameroun	Garoua
	Côte d'Ivoire	Korhogo
Climat tropical sahélien	Mali	Bamako
	Niger	Niamey
	Tchad	Djamena
	Burkina Faso	Ouagadougou

Tableau 1.1 Villes retenues pour l'étude

1.1 Cahier des charges pour le calcul d'un bilan thermique de climatisation

Avant de commencer le calcul du bilan thermique, le technicien devra connaître tous les facteurs qui pourront affecter son évaluation. Des relevés précis, détaillés, complets sont à la base même du bilan.

C'est à partir de la connaissance de ces éléments et si le bilan a été étudié avec soin, que l'on pourra déterminer l'installation la plus économique et la plus assurant, compte tenu des résultats à obtenir.

La prise en compte de ces différents paramètres permet d'éviter d'utiliser les coefficients de sécurité lors de l'évaluation des bilans qui sont à l'origine du surdimensionnement des équipements de climatisation. Nous citons ci-dessous les principaux éléments à prendre en considération.

✓ **Orientation du local : situation des locaux à conditionner par rapport aux :**

- Points cardinaux, géographique (latitude, longitude), climatiques,
- Immeubles voisins produisant de l'ombre,
- Surface réfléchissante : eau, sable, parking, etc.

- ✓ **Plans d'architecture, les détails montrant la structure interne de l'immeuble, les croquis à main levée font partie d'un bon relevé**
- ✓ **Dimensions du local : longueur, largeur, hauteur sous plafond,**
- ✓ **Matériaux de construction : nature des matériaux, épaisseur des murs, toits, plafonds, plancher**
- ✓ **Couleurs des matériaux : couleurs des murs et du toit,**
- ✓ **Conditions extérieures au local : locaux adjacents conditionnés ou non, température des locaux**

Non conditionnés, plancher sur sol ou sur vide sanitaire, ensoleillement maximum du local,

Condition extérieure de base

- ✓ **Conditions à maintenir à l'intérieur du local (température et humidité relative),**
- ✓ **Destination des locaux : bureau, hôpital, boutique, magasin, atelier...,**
- ✓ **Fenêtres : dimensions et emplacements, encadrement bois ou métal, type de vitrage, type de store, dimension des auvents et saillies,**
- ✓ **Portes : emplacement, type, dimension, fréquence des ouvertures,**
- ✓ **Occupants : activités et nombres, durée d'occupation du local,**
- ✓ **Éclairage : type, puissance et durée d'allumage,**
- ✓ **Appareils ménagers, moteurs : emplacement, puissance nominale ; durée de fonctionnement et coefficient de simultanéité,**
- ✓ **Emplacement de l'équipement et réseau de distribution (tracé des canalisations d'eau et des gaines d'air).**

1.2 Base de données climatiques

En général, dans les pays chauds on distingue à quelques nuances près deux types de climat : le climat tropical sec et tropical humide. Ces deux types de climat conduisent, en gros, à deux problèmes de climatisation différents, le premier demandant surtout un refroidissement de l'air, le deuxième une déshumidification avec rafraîchissement.

1.2.1 Mois de base [1] [2]

L'évaluation du bilan thermique est basée sur l'estimation des gains externes et internes pendant le mois le plus chaud appelé mois de base. Le tableau 1.2 nous donne les différents mois de base pour quelques villes échantillons. On constatera la faiblesse des données existantes en Afrique tropicale.

Zones climatiques	Pays	Villes de références	Mois de base
Climat tropical humide	Cameroun	Douala	Février
	Côte d'Ivoire	Abidjan	Février
	Bénin	Cotonou	
	Togo	Lomé	
Climat tropical de transition ou littoral	Sénégal	Dakar	
Climat tropical sec	Cameroun	Garoua	Mars
	Côte d'Ivoire	Korhogo	
Climat tropical désertique	Mali	Bamako	
	Niger	Niamey	
	Tchad	Djamena	
	Burkina Faso	Ouagadougou	Avril

Tableau 1.2 Mois de base (mois le plus chaud)

1.2.2 Conditions extérieures de base [1]

Le bilan thermique de conditionnement d'air doit être défini dans les conditions dites extérieures de base. Elles correspondent à des températures sèches et humides simultanées qui pourront être dépassées pendant quelques heures par an pour le mois le plus chaud. Le tableau 1.3 nous donne ces conditions de base pour certaines villes.

Zones climatiques	Pays	Villes de références	Température sèche [°C]	Température humide [°C]	Direction du vent	Vitesse du vent [km/h]
Climat tropical humide	Cameroun	Douala	32	29	SW	7,3
	Côte d'Ivoire	Abidjan	32,5	27,5		
	Bénin	Cotonou				
	Togo	Lomé				
Climat littoral	Sénégal	Dakar				
Climat tropical sec	Cameroun	Garoua	39,8	23,7	W	10,36
	Côte d'Ivoire	Korhogo	36	22,5		
Climat tropical désertique	Mali	Bamako				
	Niger	Niamey				
	Tchad	Djamena				
	Burkina Faso	Ouagadougou	39	29,5	SO	8,3

Tableau 1.3 Conditions de base extérieures

1.2.3 Conditions intérieures de base

Ce sont les conditions normales recommandées pour les applications courantes en vue du confort thermique dans les bâtiments climatisés [4] [5].

Des études expérimentales entreprises en climat tropical humide et sec portant sur des individus légèrement vêtus exerçant une activité sédentaire dans les conditions ambiantes de leurs bureaux climatisés, ont permis de déterminer une gamme de température propre au bien-être des habitants de ces pays. Le tableau 1.4 présente ces conditions intérieures de confort [3] [6].

Zones climatiques	Pays	Villes de références	Température sèche [°C]	Humidité relative [%]
Climat tropical humide	Cameroun	Douala	26	51,3
	Côte d'Ivoire	Abidjan	24,5	65
	Nigeria	Lagos	26	50
	Togo	Lomé		
Climat littoral	Sénégal	Dakar		
Climat tropical sec	Cameroun	Garoua	28,5	51,9
	Côte d'Ivoire	Korhoro	26,5	50
Climat tropical désertique	Mali	Bamako		
	Niger	Niamey		
	Tchad	Djamena		
	Burkina Faso	Ouagadougou		

Tableau 1.4 Conditions intérieures de confort optimal recommandé

A la suite de cette étude, il a été défini des conditions ambiantes acceptables à l'expérience par au moins 80% des occupants selon la norme ASHRAE 55-81 [5]. Ces résultats expérimentaux nous permettent également de proposer une large plage de température à imposer dans les salles climatisées en fonction des besoins d'économie sur la climatisation. Le tableau 1.5 donne la zone de confort thermique pour le Cameroun et la Côte d'Ivoire [3] [6].

Douala	$23,9 < T_o < 28,3$	Hr = 60% à 28,3 °C Hr = 70% à 23,9 °C
Abidjan	$24,2 < T_o < 28$	Hr = 71% à 28°C Hr = 58% à 24,2 °C

Tableau 1.5 Zone de confort thermique

1.3 Propriétés thermo physiques des matériaux locaux de construction

Le tableau 1.6 présente les propriétés thermo physiques des matériaux locaux utilisés dans la construction des bâtiments dans les pays échantillons en climat tropical [7].

Matériaux	Conductivités thermiques [W/m.k]	Masses volumiques [kg/m³]	Chaleur massique [kJ/kg.k]
Cendre sèche	0,29	900	0,75
Charbon de bois	0,041 - 0,065	185 - 215	
Coton	0,06	80	1,42
Cuir	0,174	1000	
Ecorce d'arbre	0,066	342	
Laine de bois (panneau)	0,09	400	
Laine de mouton	0,038 - 0,049	135 - 136	1,26
Laine de roche	0,052 - 0,074	120 - 220	0,8 - 0,84
Paille comprimée	0,12	140	
Papier	0,14		
Plume	0,037	80	
Roseau	0,05	75	
Sciure de bois	0,06 - 0,07	213	2,51
Soie naturelle	0,052	100	
Amiante de ciment	0,4	1800	0,96
Béton de pouzzolane naturel	0,25 - 0,6	1200 - 1700	
Géobéton	0,7 - 0,8	1800 - 2310	
Béton armé	1,5 - 2,04	2300 - 2400	1,09
Bitume	0,16	2050	
Contre plaqué	0,14	600	2,72
Enduit à la chaux ou au plâtre lissé	0,87	1600	0,94
Enduit au ciment	0,87	2200	1,05
Copeaux de bois	0,081	140	2,51
Béton	0,9 - 1,7	2200 - 2400	0,850 - 0,950
Pierre calcaire	1,05 - 2,2	1650 - 2580	0,920
Terre cuite	1,15	1800 - 2000	0,900
Mur brique pleine	0,85	1850	
Mur brique creuse	0,4	1200	0,880
Parpaing plein	1,1	2100	
Parpaing creux	0,67	1250	0,880
Enduit mortier	1,15	1800 - 2100	0,880
Enduit plâtre	0,45	1450	0,880
Bois naturel	0,12 - 0,044	300 - 750	0,900
Polystyrène expansé	0,036 - 0,044	9 - 35	1,200 - 1,880
Laine de verre	0,04	100 - 300	1,210
Carrelage	1,15	1800	0,700
Gravillons	1,5	1200	0,980
Pierre lourde	3,5	2800	0,920
Feuille de bitume	0,23	1000	0,800
Terre pressée	1,15	1800	0,900
Tôle	70	7800	0,800

Tableau 1.6 Propriétés thermophysiques des matériaux locaux de construction

Pour déterminer le coefficient global de transmission de chaleur à travers les parois (k), on pourra utiliser la formule :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_i}}$$

Dans laquelle h_e et h_i sont les coefficients globaux de convection sur le mur et λ le coefficient de conductivité thermique de la paroi considérée (tableau 1).

6). Les valeurs de h_e et h_i [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$] sont données dans le tableau suivant :

	Parois en contact avec l'extérieur			Parois en contact avec un autre local, un comble ou un vide sanitaire			Parois vitrées
	murs	plafonds	planchers	murs	plafonds	planchers	
h_e	16,7	20	20	9	20	5,9	16,7
h_i	9	11,1	5,9	9	20	5,9	9

Tableau 1.7 Coefficient d'échanges thermiques superficiels

1.4 Evaluation du bilan thermique de climatisation

Le calcul du bilan thermique de climatisation ou de conditionnement d'air permet de déterminer la puissance de l'installation qui pourra répondre aux critères demandés. Ce calcul s'effectuera à partir des gains réels, c'est à dire au moment où les apports calorifiques atteignent leur maximum dans le local [1] [2]. On distinguera :

- Les gains internes : ce sont les dégagements de chaleur sensibles ou latents ayant leurs sources à l'intérieur du local (occupants, éclairage et autres équipements) ;
- Les gains externes : ce sont les apports de chaleur sensible dus à l'ensoleillement et à la conduction à travers les parois extérieures et les toits. Pour pouvoir estimer ces gains avec une précision suffisante, il est indispensable de connaître tous les éléments qui auront une influence sur le bilan tel qu'exprimé dans le cahier de charge.

1.4.1 Méthodes pour déterminer les bilans

Le calcul précis d'un bilan thermique de climatisation est long et compliqué, car les charges extérieures telles que l'insolation et la transmission varient tout au long d'une journée ; pour cela, nous devrions effectuer les calculs heure par heure pour rechercher le maximum d'apports cumulés [8] [9]. La prise en compte de l'inertie du bâtiment atténue la valeur du maximum, mais introduit une difficulté supplémentaire [8]. Dans le cas d'un bâtiment non isolé, pour un même type de mur, l'inertie augmente avec l'épaisseur, alors que le coefficient global d'échange (k) diminue en réduisant la consommation énergétique du bâtiment. Dans le cas d'un bâtiment isolé, l'inertie est faible, le k aussi ; mais l'épaisseur n'influence pas.

Lorsque l'installation à climatiser à une taille importante et que cela nécessite de garantir des conditions de fonctionnement précises, le calcul du bilan doit être confié à un bureau d'étude spécialisé qui effectuera les calculs soit sous forme manuelle, soit à l'aide d'un programme de calculs informatisés tenant compte bien sûr des conditions climatiques de base locales.

Dans le cas de locaux d'importance réduite, et pour des applications de climatisation de confort, on peut faire appel à des méthodes simplifiées qui permettent de présélectionner et donc de chiffrer une installation de climatisation.

1.4.2 Méthode simplifiée de calcul [2] [3] [8] [10] [11] [12]

1.4.2.1 Bases de calcul

Le point de départ est le choix des conditions atmosphériques (température et humidité de l'air définies au tableau 1.3) où l'équipement de climatisation sera installé. Dans le cadre des économies d'énergie en climatisation, il convient d'effectuer ce calcul pour le mois, le jour de l'année et aux heures pour lesquelles ces charges représentent les moyennes maximales [3].

1.4.2.2 Heure de charges de réfrigération maximales dans les locaux

C'est l'heure pour laquelle tous les calculs du bilan thermique seront effectués. Pour déterminer cette heure de charges de réfrigération maximales [1] [2] [8], nous devons suivre les étapes énumérées ci-après :

Étape 1 : Orienter les locaux pour déterminer la pointe de réfrigération

Nous présentons sur la figure 1.1, les 31 types d'orientations possibles des locaux à climatiser. Cette figure est à utiliser avec le tableau 1.8 qui précise pour un local donné, le nombre de murs exposés et leurs différentes orientations.

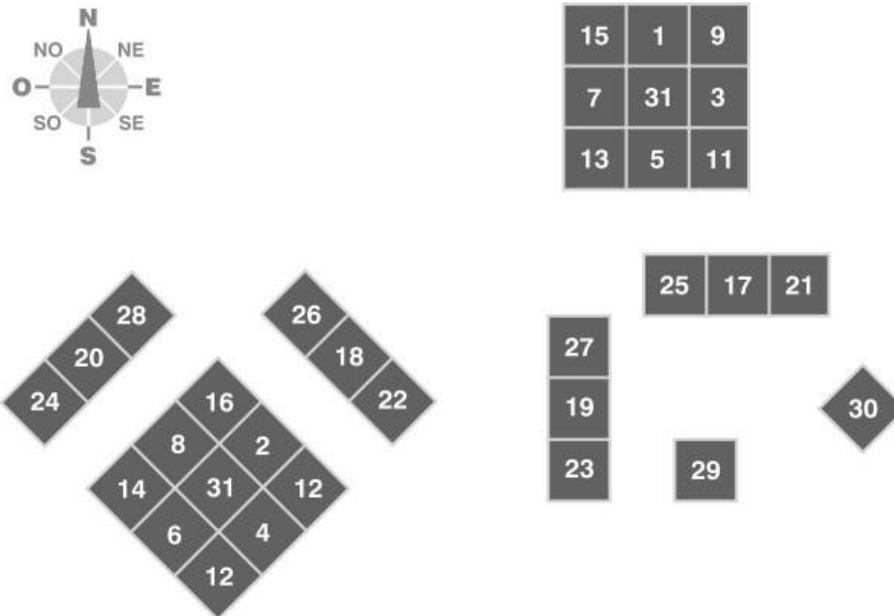


Figure 1.1 Types d'orientations des locaux à climatiser

Étape 2 : Déterminer l'heure de charges de réfrigération maximales dans les locaux

Le bilan thermique sera effectué à l'heure où les charges de réfrigération seront maximales. Cette heure sera déterminée à partir du tableau 1.8 en combinaison avec le tableau 1.14 qui indiquera.

L'heure d'apport solaire maximale en fonction de l'exposition des parois du local étudié [2]. Cette heure de réfrigération devra coïncider avec l'heure des apports solaires maximaux et les charges internes maximales (maximum de personnes ou fonctionnement des équipements). Si les heures d'apports maximaux des charges externes (rayonnement solaire) et internes ne coïncident pas, nous devons choisir l'heure de charges de réfrigération maximale suivant l'exploitation des locaux.

Orientation des locaux	Nombre de murs exposés	Murs exposés	Heures de réfrigération maximum
1	1	N	
2		NE	
3		E	
4		SE	
5		S	
6		SO	
7		O	
8		NO	
9	2	NE - N - E	A déterminer en combinaison avec le tableau 1.14 (rayonnement solaire sur les murs et vitrages) et l'heure où les charges internes sont maximales dans le local à climatiser
10		NE - SE	
11		SE - S et E	
12		SE - SO	
13		SO - S et O	
14		SO - NO	
15		O - N	
16		NO - NE	
17		N - S	
18		NE - SO	
19		E - O	
20		NO - SE	
21	3	N - E - S	
22		NE - SE - SE	
23		E - S - O	
24		SE - SO - NO	
25		S - O - N	
26		SO - NO - NE	
27		O - N - E	
28		SO - NO - SE	
29	4	N - E - S - O	
30		NE - SE - SO - NO	
31	Néant		

Tableau 1.8 Orientations des locaux pour déterminer l'heure de réfrigération maximale

1.4.2.3 Calcul des apports calorifiques

Nous présentons ci-dessous une méthode simplifiée de calcul permettant de déterminer les apports calorifiques dans un local.

1.4.2.3.1 Charges externes

♦ **Apport de chaleur par transmission à travers les parois extérieures (murs, toit, plafond et plancher) et les vitrages**

$$Q_{Str} = k \cdot S \cdot \Delta\theta \quad (1)$$

- K = coefficient de transmission thermique de la paroi ou du vitrage considéré en $W/m^2\text{°C}$ (tableau 1.9)
- S = surface de la paroi ou de la fenêtre considérée (surface totale de la baie correspondant à la réservation dans le mur) (m^2)
- $\Delta\theta$ = différence de température entre les deux faces de la paroi considérée [$^{\circ}\text{C}$] (tableau 1.10).

◆ **Apport de chaleur par rayonnement solaire à travers les parois [2] [11] La quantité de chaleur traversant le mur [Q m] :**

$$Q_{SRm} = \alpha \cdot F \cdot S \cdot R_m \quad (2)$$

- α = coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement
- S = surface de la paroi en m^2
- F = facteur de rayonnement solaire
- R_m = rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur en W/m^2

Le coefficient d'absorption « α » dépend de la couleur et de la nature du mur (tableau 1.11).

Le facteur de rayonnement « F » indique la part de chaleur absorbée par la surface et transmise à travers le mur du local (tableau 1.12).

La valeur du rayonnement solaire « R_m » sur un mur (tableau 1.14 colonne m) dépend :

- De la latitude sous laquelle le local se trouve ;
- De l'orientation du mur ;
- De l'heure pour laquelle le calcul sera effectué.

◆ **Apport de chaleur par rayonnement solaire sur les vitrages [2] [10] [11]**

La quantité de chaleur traversant le vitrage (Q v) :

$$Q_{SRv} = \alpha \cdot g \cdot S \cdot R_v \quad [W] \quad (3)$$

- α = coefficient d'absorption du vitrage (tableau 1.11) [2]
- g = facteur de réduction (tableau 1.13) est fonction du mode de protection de la Fenêtre contre le rayonnement solaire
- S = surface vitrée (m^2)
- R_v = intensité du rayonnement solaire sur les vitrages W/m^2 ; elle est définie de la même manière que R_m et est donnée par le même tableau 1.14 dans la colonne « v ».

◆ **Apport de chaleur par renouvellement d'air et infiltration**

Le renouvellement d'air dans un local climatisé est nécessaire pour des problèmes hygiéniques. Il se fait en règle générale par la ventilation (naturelle ou mécanique) des locaux ainsi que par infiltration, introduisant de l'air extérieur dans le local climatisé. Il est source d'apport de chaleur sensible et latent dans le local à conditionner.

Gains sensibles par renouvellement d'air :

$$Q_{Sr} = q_v \cdot (\theta_e - \theta_i) \cdot 0,33 \quad (W) \quad (4)$$

Gains latents par renouvellement d'air :

$$Q_{Lr} = q_v \cdot (\omega_e - \omega_i) \cdot 0,84 \text{ (W)} \quad (5)$$

- q_v = débit d'air extérieur de renouvellement [m^3/h]
- Si la ventilation est naturelle, on peut considérer que le renouvellement d'air est égal à un volume de la pièce par heure (1vol/h),
- Si la ventilation est mécanique, on relèvera les valeurs dans le tableau 1.15 [8]
- θ_e = température extérieure de base (tableau 1.3)
- θ_i = température intérieure de base (tableau 1.4)
- ω_e = teneur en eau de l'air extérieur g/kg air sec (définie à partir du tableau 1.3)
- ω_i = teneur en eau de l'air intérieur g/kg air sec (définie à partir du tableau 1.4)

Types de parois	Types d'enduits		Epaisseurs [cm]		
			10	15	20
Parpaings creux (agglomérés creux)	Aucun		2,80	2,65	2,43
	Enduit extérieur et intérieur au béton		2,37	2,20	2,09
	Plâtres ou carreaux		2,55	2,38	2,26
	Lattes de bois		1,69	1,64	1,59
	Panneaux isolants		1,30	1,24	1,18
Béton coulé	Aucun		1,75	1,41	1,18
	Enduit extérieur et intérieur au béton		1,69	1,36	1,14
	Plâtres ou carreaux		1,59	1,30	1,08
	Lattes de bois		1,24	1,02	0,84
	Panneaux isolants		1,02	0,90	0,79
Briquettes de terre			11	22	33
	Aucun		3,25	2,20	1,62
	Enduit extérieur et intérieur au béton		3,10	2,50	1,80
	Plâtres ou carreaux		2,90	2,10	1,50
Portes en bois		2,5	3,2	3,8	4,4
	Châssis simple	3,94	3,36	3,00	2,90
	Châssis double	1,97	1,86	1,94	1,74
Toitures	Tuiles – ardoises – Fibrociment	Sans solivage		5,80	
		Avec solivage		4,06	
	Tôle galvanisée ondulée	Sans solivage		9,28	
		Avec solivage		4,64	
Vitrage simple	Châssis en bois			5,0	
	Châssis métallique			5,8	
Vitrage double	Avec lame d'air de 6mm	Châssis en bois		3,3	
		Châssis métallique		4,0	
	Avec lame d'air de 8mm	Châssis en bois		3,1	
		Châssis métallique		3,9	
	Avec lame d'air de 10mm	Châssis en bois		3,0	
		Châssis métallique		3,8	

Tableau 1.9 Coefficients globaux de transmission thermique (K) des parois (murs – planchers toitures – vitrages – terrasses – portes) en $\text{W/m}^2\text{°C}$

Types de parois	$\Delta\theta$ [°C]
Murs extérieurs ensoleillés	$\Delta\theta = \theta_e - \theta_i$
Murs en contact avec les locaux non conditionnés	$\Delta\theta = \theta_e - \theta_i - 3^\circ\text{C}$
Plafond sous comble ventilé	$\Delta\theta = \theta_e - \theta_i + 3^\circ\text{C}$
Plafond sous comble non ventilé	$\Delta\theta = \theta_e - \theta_i + 12^\circ\text{C}$
Plancher sur terre pleine	$\Delta\theta = +20^\circ\text{C} - \theta_i$
Mur en contact avec la cuisine	$\Delta\theta = \theta_e - \theta_i + 18^\circ\text{C}$

Tableau 1.10 Différence de température entre les différentes faces des parois

Couleurs et nature de la surface		α
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 - cartons bitumés très sombre	0,9
Verres (fenêtres ou lanterneaux)	Vitrage simple	1
	Vitrage double	0,9
	Vitrage triple	0,8

Tableau 1.11 Coefficient d'absorption « α » pour murs, toits et fenêtres

K coefficient de transmission thermique de la paroi considérée [W/m²°C]	F coefficient du rayonnement solaire
0	0
1	0,05
2	0,1
3	0,15
4	0,20

N.B : Interpoler pour les coefficients intermédiaires

Tableau 1.12 Facteur de rayonnement solaire

Fenêtres protégées	Couleurs	g
Stores extérieurs en toile	Ecrû	0,28
Stores extérieurs en toile	Aluminium	0,22
Stores intérieurs entièrement baissés	Aluminium	0,45
Stores intérieurs à moitié baissés	Blanc ou crème	0,63
Persiennes entièrement baissées à l'intérieur des fenêtres	Aluminium	0,58
Persiennes entièrement baissées à l'extérieur des fenêtres	Aluminium	0,22

Tableau 1.13 Facteur de réduction « g » pour fenêtres protégées

Heu	Hor	N		S		E		O		N-E		N-O		S-E		S-O	
		m	v	m	V	M	v	m	v	m	v	M	v	m	v	m	v
7	111	62	53	64	55	71	61	62	53	70	60	62	53	66	57	62	53
8	263	131	113	146	126	176	152	131	113	173	149	131	113	153	131	131	113
9	385	186	160	212	182	249	214	186	160	249	214	186	160	211	182	186	160
10	500	223	191	269	232	298	257	223	191	309	266	223	191	243	209	223	191
11	625	258	222	330	284	317	273	258	222	351	302	268	230	258	222	258	222
12	686	272	234	359	309	272	234	272	234	333	287	333	287	272	234	272	234
13	686	256	220	352	303	256	220	335	288	268	231	380	326	256	220	256	220
14	563	216	186	290	249	216	186	335	288	216	186	352	303	216	186	249	214
15	395	166	143	207	178	166	143	264	227	166	143	265	228	166	143	206	177
16	201	150	129	134	115	150	129	100	86	150	129	103	89	150	129	126	109
17	54	31	27	32	27	31	27	33	29	31	27	33	28	31	27	32	28

Tableau 1.14a Intensité du rayonnement solaire sur les murs (m) et vitrages (v) [W/m²].
Latitude 4° Nord (février)

Heu	Hor	N		S		E		O		N-E		N-O		S-E		S-O	
		m	V	M	V	m	v	m	v	m	v	M	v	m	V	m	v
7	604	129	103	164	131	585	468	127	102	476	380	127	102	426	341	127	102
8	410	158	126	177	141	312	249	158	126	280	224	158	126	253	203	158	126
9	639	225	180	267	213	450	360	225	180	414	331	225	180	355	284	225	180
10	800	254	203	322	258	482	385	254	203	463	371	254	203	367	293	254	203
11	870	284	227	362	290	408	326	284	227	427	341	284	227	317	253	284	227
12	836	283	226	357	285	283	226	283	226	335	268	335	268	283	226	283	226
13	749	250	200	315	252	250	200	354	283	250	200	370	296	250	200	277	222
14	610	205	164	253	203	205	164	367	294	205	164	354	283	205	164	285	228
15	437	154	123	182	146	154	123	308	247	154	123	283	226	154	123	243	194
16	237	95	76	105	84	95	76	178	142	95	76	160	128	95	76	146	117
17	66	34	27	35	28	34	27	45	36	34	27	42	34	34	27	41	33

Tableau 1.14b Intensité du rayonnement solaire sur les murs (m) et vitrages (v) [W/m²].
Latitude 8 °N (mars)

Heu	Hor	N		S		E		O		N-E		N-O		S-E		S-O	
		m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	M	v	m	v	m	v
7	252	121	97	113	90	187	149	113	90	159	127	113	90	171	137	113	90
8	469	201	161	187	150	350	280	187	150	293	234	187	150	312	249	187	150
9	668	255	204	244	195	466	373	241	193	392	314	241	193	408	326	241	193
10	806	283	226	280	224	483	386	271	217	419	335	271	217	422	338	271	217
11	862	297	237	302	242	406	325	288	231	376	300	288	231	368	294	288	231
12	841	298	238	306	245	291	233	291	233	301	241	301	241	296	237	296	237
13	730	280	224	284	227	274	219	359	287	274	219	337	269	274	219	331	265
14	653	243	195	242	193	235	188	391	313	235	188	344	275	235	188	347	277
15	444	179	144	173	138	171	137	305	244	171	137	261	209	171	137	271	216
16	248	111	89	104	84	104	83	181	145	104	83	154	123	104	83	163	130
17	69	36	28	34	27	34	27	48	39	34	27	43	34	34	27	45	36

Tableau 1.14c Intensité du rayonnement solaire sur les murs (m) et vitrages (v) [W/m²].
Latitude 10 °N (avril)

Désignation des locaux	Débit minimum d'air neuf sans fumeur [m³/h/personne]	Débit minimum d'air neuf avec fumeur [m³/h/personne]	Densité d'occupation [personne/m²]
Locaux d'enseignement	15 - 18	25	0,67
Dortoirs, chambres collectives	18	25	0,25
Bureaux et locaux assimilés	18	25	0,10
Salles de réunion, spectacle	18	30	0,31
Boutiques, supermarchés	22	30	0,08
Cafés, bars, restaurant...	22	30	0,50
Locaux à usage sportif	18	30	0,80

Tableau 1.15 Débit de renouvellement d'air nécessaire dans les locaux climatisés et nombre de personne
au m² par type de locaux

1.4.2.3.2 Charges internes

◆ Apport de chaleur par les occupants

Elle est donnée en fonction de la température intérieure et du degré d'activités. On distingue deux sortes de gains générés par les occupants :

Gains sensibles occupants :

$$Q_{\text{Soc}} = n \cdot C_{\text{Soc}} \text{ [W]} \quad (6)$$

Gains latents occupants :

$$Q_{\text{Loc}} = n \cdot C_{\text{Loc}} \text{ [W]} \quad (7)$$

- n = nombre d'occupants

- C_{Soc} = chaleur sensible des occupants (W) ; (tableau 1.16)
- C_{Loc} = chaleur latente des occupants (W) ; (tableau 1.16)

Les valeurs de la table 1.16 sont valables pour un homme adulte. On devra minorer les valeurs de ce tableau par les coefficients suivants :

- pour les femmes : -20%
- pour les enfants : -20 à -40%
- pour un public mixte : -10%

◆ Apport de chaleur par l'éclairage

Il constitue une source de chaleur sensible et dépend du type de lampe (tableau 1.17) :

Lampe fluorescente

$$Q_{Socl.} = 1,25 P \text{ [W]} \quad (8)$$

Lampe incandescente

$$Q_{Socl.} = P \text{ [W]} \quad (9)$$

- P = puissance de la lampe [W]

Dans le cas de la lampe fluorescente, les 25% supplémentaires représentent la chaleur dégagée par le ballast électromagnétique.

◆ Apport de chaleur par les machines et appareillages

La plupart des appareils constituent à la fois une source de chaleur sensible et latente. Le tableau 1.18 donne les apports de chaleur par les machines et appareillages ($Q_{Séqip}$). Les valeurs de ces tables ont été déterminées d'après les indications de divers fabricants.

On doit minorer les apports de ces machines et appareillages (par un coefficient de pondération) en fonction de leurs durées de fonctionnement. On considère par exemple qu'un appareil ne fonctionnant qu'une demi-heure par heure dégage la moitié de sa puissance électrique nominale en apport de chaleur.

Activités	Application	Température ambiante						Emission thermique totale [W]
		[°C]						
		25 °C		26°C		27°C		
		Chaleur sensible [W]	Chaleur latente [W]	Chaleur sensible [W]	Chaleur latente [W]	Chaleur sensible [W]	Chaleur latente [W]	
Assis au repos	Ecole, théâtre	65	37	62	40	60	42	102
Travail léger	Bureau, hôtel, appartement	67	49	63	59	56	60	116
Debout, marche lente	Magasin, boutique	68	63	63	68	57	74	131
Repas	Restaurant	77	84	71	90	64	97	161
Travail facile	Atelier	80	140	72	148	67	153	220
Danse	Boite de nuit	88	161	80	169	75	174	249
Travaille difficile	Usine	149	277	142	284	136	290	426

Tableau 1.16 Chaleur dégagée par les personnes [W]

Destination du local ou type d'activité	Puissance raccordée [W/m²]	
	Lampe à incandescence	Lampe fluorescente
Entrepôts, habitat, restaurant, théâtres	25	8
Bureau, salle de cours, hall d'entrée avec caisse et guichet	65	16
Salle de lecture, d'ordinateur, laboratoire, magasin, hall d'exposition	110	24
Supermarché, très grand bureau, amphi- théâtre sans fenêtre, travaux de précision		45

Tableau 1.17 Chaleur dégagée par l'éclairage

Types d'appareils	Puissance nominales [W]	Gain à admettre [W]	
		Chaleur sensible	Chaleur latente
Friteuse 5litres d'huile	2575	464	696
Friteuse 10l d'huile	6954	1102	1653
Chauffe pains	435	319	29
Moules à gaufrettes	2192/719	899/319	609/203
Percolateur 2l	993	394	104
Chauffe eau	146	116	29
Cuisine électrique et machine à laver	3000	1450	1550
Aspirateur	200	50	
Essoreuse	100	15	
Congélateur 200 l	175	500	
Fers à repasser	500	230	270
Chaîne stéréophonique	40	40	0
Téléviseur	175	175	0
Séchoir cheveux	500/1000	175/350	75/250
Plaque de cuisson	500/1000	120/250	130/250
Grill à viande	3000	1200	300
Stérilisateur	150	175	325
Ordinateur	400	250	0
Cafetière	500/3000	750	300
Photocopieuse		750	
Imprimante à jet d'encre		52	
Imprimante laser		15	
fax		62	

Tableau 1.18 Appareillages électriques et à gaz

1.4.2.3.3 Les charges thermiques totales

Le bilan thermique total (Q T) est la somme de toutes les charges externes et internes. Il est plus pratique de faire la somme des charges sensibles (Q S) et latentes (Q L). D'où :

$$Q_T = Q_S + Q_L \quad (10)$$

Charges sensibles totales

Ce sont les apports de chaleur sensible dans le local, dus à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ; on a :

$$Q_S = Q_{Str} + Q_{SRm} + Q_{SRv} + Q_{Sr} + Q_{Soc} + Q_{Sécl.} + Q_{Séquip.} \quad (11)$$

Charges latentes totales

Ce sont les apports de chaleur latente dus à la différence de quantité de vapeur d'eau contenue dans l'air extérieur et intérieur.

$$Q_L = Q_{Lr} + Q_{Loc} + Q_{Léquip} \quad (12)$$

1.4.2.3.4 Puissance du climatiseur et de déshumidification

◆ Puissance du climatiseur

La puissance frigorifique du climatiseur représente les charges thermiques totales Q_T qu'il faut combattre, avec :

$$Q_T = Q_S + Q_L \quad [W]$$

La puissance du compresseur est généralement déduite à partir des catalogues des constructeurs. En l'absence de tout catalogue, on peut en première approximation utiliser la notion de coefficient d'efficacité frigorifique ou de performance frigorifique (COP froid) dont la formule s'écrit :

$$COP_{froid} = P_f / P_a \quad (13)$$

- P_f = puissance frigorifique [W]
- P_a = puissance absorbée [W]

D'où la puissance absorbée par le compresseur

$$P_a = P_f / COP_{froid}$$

Les Coefficients de performance des climatiseurs monoblocs et split sont de l'ordre de 2 à 2,5 [8]. Autrement dit, une puissance frigorifique de 1 kW au compresseur permettra d'extraire 2 à 2,5 kW de chaleur au local.

Cette approche nous permet d'obtenir un ordre de grandeur appréciable de la puissance du climatiseur, quitte à l'affiner lors de l'étude définitive.

◆ Puissance de déshumidification [3]

Dans les bâtiments climatisés en pays tropicaux humides, l'humidité relative intérieure est fortement élevée et varie entre 60 à 70%, avec les températures mesurées qui sont comprises entre 20 et 25°C [3]. Malgré ces températures acceptables, certains usagers ont une sensation d'inconfort thermique suite à la forte humidité relative de l'air. Ces relevés permettent de comprendre que les climatiseurs n'assurent pas leurs fonctions de déshumidification de l'air traité mais de refroidissement simple.

Cette situation est due à une mauvaise sélection des climatiseurs en région tropicale humide qui diffère de celle utilisée en climat tropical sec. En région tropicale humide, les besoins de climatisation se résument à un refroidissement et une déshumidification de l'air contenu dans un local. Pour cette raison, lors de la sélection du climatiseur, on doit tenir compte de deux paramètres importants :

- La puissance du climatiseur ou charge calorifique totale en Watt,
- La puissance de déshumidification ou chaleur latente totale (formule 12) exprimée en Watt ou en kg d'eau/heure (c'est la quantité d'eau pouvant être retenue par le climatiseur afin d'assurer les conditions de confort thermique dans le local).

En climat tropical sec, les besoins de climatisation se résument au refroidissement de l'air ambiant contenu dans le local. Aussi, la puissance calorifique totale est le paramètre fondamental à calculer pour sélectionner un climatiseur. Quand la température de rosée de l'air de l'ambiance à climatiser est supérieure à la température de surface de la batterie froide, il y a condensation de la vapeur d'eau contenue dans cet air, d'où une consommation supplémentaire dans la mesure où les frigories supplémentaires produites serviront à l'assèchement indésiré de l'air en climat tropical sec.

Par conséquent, la température d'évaporation sera plus élevée en climat tropical sec qu'en climat tropical humide.

1.4.3 Coefficient de sécurité

Il est d'usage courant d'appliquer un certain coefficient de sécurité après avoir effectuée le calcul du bilan thermique de climatisation d'un local. La valeur généralement adoptée varie entre 0 à 5% selon que l'on connaît plus ou moins les éléments entrant lors de l'établissement du bilan thermique.

Il faudrait éviter d'augmenter ce coefficient qui a pour inconvénient d'augmenter le bilan thermique de climatisation, de sur dimensionner l'équipement et donc d'augmenter le coût d'exploitation, particulièrement au niveau des auxiliaires. Il faut respecter les consignes définies dans le cahier de charge.

Nous conseillons de choisir la puissance du climatiseur égale ou légèrement supérieure à celle obtenue par le dimensionnement.

Dans certains cas, on peut choisir la puissance du climatiseur légèrement inférieure ou supérieure à celle du bilan frigorifique pour des raisons d'échelonnement des puissances [8] dans une gamme de matériel standard ; par exemple :

2,5 kW au lieu de 2,3 kW froid obtenu par le bilan thermique de climatisation ;

2,5 kW au lieu de 2,7 kW froid obtenu par le bilan thermique de climatisation.

1.5 EVALUATION DE LA PUISSANCE A SOUSCRIRE [13] [14]

Pour déterminer la puissance optimale à souscrire auprès de la compagnie nationale d'électricité pour un local climatisé, nous devrions effectuer un bilan de puissance des appareils installés (compresseurs, ventilateurs, pompes) et autres appareils électriques. Son calcul fait appel à deux facteurs :

◊ **Facteur d'utilisation K_u** : c'est le régime de fonctionnement d'un récepteur tel que la puissance utilisée soit inférieure à la puissance électrique nominale installée. Il est défini dans les catalogues constructeurs, la valeur couramment adoptée pour les climatiseurs est $K_u = 1$,

◊ **Facteur de simultanéité K_s** : tous les récepteurs ne fonctionnent pas simultanément.

C'est pourquoi, il est permis d'appliquer aux différents ensembles de récepteurs (ou des circuits) des facteurs de simultanéité. Ce facteur varie entre 1 et 0,8 en fonction de l'importance de l'installation.

La puissance à souscrire à l'abonnement (S_a) se calcule d'après la formule suivante :

$$S_a = S_{ut} \text{ [KVA]} \quad (14)$$

- **S_{ut} = puissance disponible**

$$S_{ut}^2 = P_{at}^2 + Q_{at}^2 \quad (15)$$

- **P_{at} = puissance active totale**
- **Q_{at} = puissance réactive totale**

$$P_{at} = P_n \cdot K_s \cdot K_u \quad (16)$$

$$Q_{at} = P_{at} \cdot \tan \varphi \quad (17)$$

$$P_n = U \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (18)$$

Le $\cos \varphi$, appelé facteur de puissance moyen de l'installation à prendre en compte est celui qui permet d'éviter les pénalités dues à la consommation de l'énergie réactive. Il est fixé par chaque compagnie nationale d'électricité. Le tableau 1.19 nous donne les différents facteurs pour quelques pays échantillon.

En monophasé, on prendra la puissance nominale en monophasé des appareils (climatiseurs) à installer. En triphasé, on prendra $P_n = (3)^{1/2} \cdot U.I. \cdot \cos \phi$. Cette puissance est généralement inscrite sur la plaque signalétique de l'appareil ou donnée dans le catalogue du constructeur.

Zones climatiques	Pays	Facteur de puissance: $\cos \phi$
Climat tropical humide	Cameroun	0,8
	Côte d'Ivoire	0,86
	Bénin	
	Togo	
Climat littoral	Sénégal	
Climat tropical sec	Cameroun	0,8
	Côte d'Ivoire	0,86
Climat tropical désertique	Mali	
	Niger	
	Tchad	
	Burkina Faso	

Tableau 1.19 Facteur de puissance pour les pays retenus par l'étude

II- CONCLUSION

Le but de cette séquence a été d'apporter notre contribution aux efforts développés en Afrique tropicale pour limiter la consommation d'énergie par une amélioration du dimensionnement des installations de conditionnement d'air [10]. Pour ce faire, nous avons proposé des éléments de calcul des charges thermiques adaptés aux climats tropicaux humides, de transition, secs et désertiques. Une méthode simplifiée de calcul de bilan thermique permettant de présélectionner les équipements et donc de chiffrer une installation de climatisation a été présentée. Les ratios de consommations énergétiques d'un local climatisé et la méthode d'évaluation de la puissance électrique à souscrire auprès de la société nationale d'électricité ont permis de compléter cette étude. L'utilisation des données consignées dans ce présent chapitre pour effectuer un bilan thermique de climatisation est recommandée car cela nous permet d'une part d'économiser sur l'investissement dans l'achat du matériel et d'autre part, d'adapter la puissance.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] Manuel CARRIER, Première partie : Calcul du bilan thermique, Carrier International LTP, New York, USA, 2ème Edition, 1960.
- [2] Documents constructeurs : CARRIER, AIRWELL, TECHNIBEL, TRANE, CIAT, WESPER, FRANCE AIR.
- [3] KEMAJOU A., LECOMTE D. et ESSAMA L., Des données pour le calcul des charges de conditionnement d'air pour les climats tropicaux humides, Promo clim E, Vol. 6, n°92, 1992, p. 389398.
- [4] Norme ISO 7730, Spécification des conditions de confort thermique, Organisation Internationale de Normalisation, Genève, 1984.
- [5] ASHRAE standard 55-81, Thermal environmental conditions for human occupancy, Amer. Soc. Heating Refrig. Air-Cond. Ing. Inc., Atlanta, 1981.
- [6] MOURTADA A., CAKPO C., KONE M.L., Diagnostic Thermique dans le tertiaire en Côte d'Ivoire. Normalisation et Conditions de Conforts optimales, Proceedings of the Eleventh Congress of the International Ergonomics Association, Paris, FRANCE, 1991.
- [7] NGANYA T., Etude et Possibilités d'utilisation des isolants locaux dans l'habitat au Cameroun, Mémoire de DEA Energétique, ENSP, Yaoundé, Cameroun, 1994.
- [8] COSTIC, Guide technique de la climatisation individuelle, Nouvelle édition, SEDIT Éditeur, France, 1995, 185 p.
- [9] Logiciel CODYBA et CASAMO CLIM, Agence de l'Environnement et de maîtrise de l'énergie, Mallette pédagogique, PULPE, 1992.
- [10] KEMAJOU A., Confort thermique en situation réelle et mesure d'économies d'énergie dans les bâtiments tertiaires au Cameroun, Thèse de Doctorat en Sciences de l'Ingénieur, Génie Energétique, ENSP, Yaoundé, Cameroun, 1995, 256p.