



Université Kasdi Merbah – Ouargla

Faculté des Sciences Appliquées

Département de Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

MÉMOIRE :

Présenté pour l'obtention du diplôme de Master

Présenté par :

- GEZIZ Akram

- HANCHI Abdelkader

Thème

**Calcul Pratique du Bilan Thermique et le bon Emplacement
des appareils de Climatisation**

Devant le jury :

Mr :M.Boukhatem	MCB	Président	Univ KMO
Mr :M.S.Kina	MA	Examineur	Univ KMO
Mr :T.Guermit	MCA	Encadreur	Univ KMO

Année universitaire 2025-2026

Dédicace

À mes très chers parents,

À mes frères et sœurs,

À toute ma famille,

À tous mes amis,

Je dédie ce modeste travail.

GEZIZ Akram

HANCHI Abdelkader

Remerciements

Remerciements

Louange à Dieu et gratitude à Dieu qui nous a accordé la réussite, la guidance et la patience face aux difficultés que nous avons rencontrées dans l'accomplissement de ce modeste travail.

Louange à Dieu, louange abondante.

Nous exprimons notre profonde gratitude, appréciation et reconnaissance à notre encadreur, Monsieur Guermit Tahar professeur à l'Université Kasdi Merbah – Ouargla, qui ne nous a pas ménagé ses précieux conseils et son soutien constant, ainsi que pour toutes les orientations et informations précieuses qu'il nous a fournies, ce qui nous a aidés à accomplir ce mémoire.

Nous remercions les membres honorables du jury de soutenance pour leur bienveillance lors de la discussion de ce mémoire.

Nous souhaitons exprimer notre gratitude envers tous nos enseignants du département de Génie Mécanique, ainsi que tous nos collègues et amis, pour leur accompagnement et leur soutien tout au long de la préparation.

Nous tenons également à remercier la famille du département de Génie Mécanique de l'Université Kasdi Merbah – Ouargla pour tout ce qu'ils ont fait pour nous tout au long de notre parcours académique.

GEZIZ Akram

HANCHI Abdelkade

Résumé

Ce travail porte sur le calcul pratique du bilan thermique ainsi que sur le choix de l'emplacement optimal des appareils de climatisation. Comme cas d'étude, deux salles de cours (211 et 214) de la Faculté des Sciences Appliquées de Université Kasdi Merbah d'Ouargla ont été considérées. Les charges de refroidissement ont été déterminées à l'aide du logiciel HAP (Hourly Analysis Program), en se basant sur les données climatiques de la région d'Ouargla. La comparaison entre les résultats obtenus par le logiciel HAP et ceux issus de la méthode pratique basée sur le volume du local a révélé un faible écart, confirmant ainsi la fiabilité et la pertinence du logiciel pour l'estimation des charges thermiques. Par ailleurs, la répartition et l'emplacement des climatiseurs ont été proposés conformément aux recommandations techniques et aux normes de ASHRAE, afin d'assurer une diffusion homogène de l'air et d'améliorer le confort thermique des étudiants.

Abstract

This work focuses on the practical calculation of heat balance and the selection of optimal placement for air conditioning units. As a case study, two classrooms (211 and 214) in the Faculty of Applied Sciences at Kasdi Merbah University in Ouargla were considered. Cooling loads were determined using the HAP (Hourly Analysis Program) software, based on climatic data for the Ouargla region. Comparison between the results obtained with the HAP software and those obtained using the practical method based on room volume revealed a small discrepancy, thus confirming the reliability and relevance of the software for estimating heat loads. Furthermore, the distribution and placement of the air conditioners were proposed in accordance with technical recommendations and ASHRAE standards, in order to ensure homogeneous air distribution and improve student thermal comfort.

المخلص

يركز هذا العمل على الحساب العملي لتوازن الحرارة واختيار الموقع الأمثل لوحدات تكييف الهواء. وقد تم اختيار قاعتين دراسيتين (211 و 214) في كلية العلوم التطبيقية بجامعة كسدي مرياح في ورقلة كدراسة حالة. تم تحديد أحمال التبريد باستخدام برنامج HAP (برنامج التحليل الساعي)، استناداً إلى البيانات المناخية لمنطقة ورقلة. وأظهرت المقارنة بين النتائج التي تم الحصول عليها باستخدام برنامج HAP وتلك التي تم الحصول عليها باستخدام الطريقة العملية القائمة على حجم الغرفة اختلافاً طفيفاً، مما يؤكد موثوقية البرنامج وملاءمته لتقدير أحمال الحرارة. علاوة على ذلك، تم اقتراح توزيع ومواقع أجهزة التكييف وفقاً للتوصيات الفنية ومعايير ASHRAE، لضمان توزيع متجانس للهواء وتحسين الراحة الحرارية للطلاب.

Sommaire

Remerciements	
Liste des figures	
Liste des tableaux.....	
Introduction générale	1

Chapitre I : Généralités sur la climatisation

1	Introduction	3
2	Étude bibliographique:	3
3	Principe du confort thermique	3
3.1	Paramètres affectant le confort thermique	4
3.1.1	Température de l'air :	4
3.1.2	Humidité relative de l'air:	4
3.1.3	Vitesse de l'air :	5
3.1.4	Rayonnement:	5
3.2	Normes et indice:	5
3.2.1	ASHRAE :	5
3.2.2	ISO 7730:	6
4	Systèmes de climatisation:	6
4.1	Définition:	6
4.2	Types de climatisation:.....	6
4.2.1	Climatisation split-system :	6
4.2.2	Avantage des systèmes de climatisation individuels :	8
4.2.3	Inconvénients des unités de climatisation individuelles :	8
4.3	Climatisation centrale:.....	8
4.3.1	Avantages des systèmes de climatisation centrale :	9
4.3.2	Inconvénients des unités de climatisation centrale :	9
4.4	Fonctionnement:	9
4.5	Rendements :	10
4.5.1	Coefficient de Performance (COP) :	10
4.5.2	Coefficient d'efficacité énergétique (EER) :	10
4.5.3	Rendement global (η) :	10

Sommaire

4.5.4	Objectif :	10
4.6	Critères de choix:	10
5	Présentation du local a étudié:	11
5.1	Localisation	11
5.2	D'après des mesures effectuées sur le terrain :.....	13
5.3	Les dimensions réelles des deux salles:	13
5.4	Dimensions des fenêtres et des portes:	13
5.5	Composants des murs et matériaux de construction:	14
6	Données climatiques d'Ouargla :	14
6.1	Température:	14
6.2	Humidité:.....	14
6.3	Rayonnement solaire:	14
7	Données d'occupation et d'utilisation:	15
8	Conclusion:	15

Chapitre II : Bilan thermique de local

1	Introduction :	16
2	Règles de base utilisées dans les calculs	16
3	Bilan frigorifique :	16
3.1	Charges dues à l'environnement extérieur	16
3.2	Charges dues à l'environnement intérieur.....	17
3.3	Calcul des apports internes.....	19
3.4	Mesures réelles des deux salles :.....	20
3.4.1	Mesures de la salle 214	20
3.4.2	Mesures de la salle 211	21
4	Calcul des coefficients de transmission thermique	22
4.1	Composition des murs et matériaux de construction	22
5	Présentation du logiciel HAP :	23
6	Calcul du bilan thermique par le logiciel HAP :	23
6.1	Présentation des étapes:.....	23
7	Conclusion :.....	27

Chapitre III : Etude de placement des climatiseurs

1	Introduction	28
2	Estimation de la puissance frigorifique par la méthode du volume :	28
2.1	La méthode du volume	28
2.1.1	Choix du coefficient approprié pour les deux salles :	29
2.1.2	Calcul de la puissance frigorifique par la méthode du volume :	29
2.2	La méthode des surfaces peut aussi s'écrire sous la forme :	29
3	Comparaison des résultats de la méthode du volume avec HAP :	29
4	Choix des puissances frigorifiques appropriées	30
4.1	Choix du fluide frigorigène	30
5	Choix de l'emplacement des climatiseurs	30
5.1	Critères adoptés (selon les recommandations ASHRAE et AIRAH)	30
5.1.1	Emplacement de climatiseurs proposé pour la salle 214 :	34
5.1.2	Emplacement de climatiseurs proposé pour la salle 211	34
5.1.3	Schéma de l'emplacement proposé des climatiseurs pour les deux salles :	35
5.1.4	Interprétations :	36
5.1.4.1	Proposition de l'emplacement des climatiseurs dans la salle 214.....	36
5.1.4.2	Proposition de l'emplacement des climatiseurs dans la salle 211.....	36
6	Analyse économique :	37
6.1	Coûts d'investissement :	37
6.2	Calcul de la consommation électrique	37
6.3	Détail de la facture électrique :	38
7	Conclusion :	38
	Conclusion générale.....	40
	Bibliographie	41

Liste des figures

Figure	Page
Figure I.1 : Unités extérieure et intérieure d'un climatiseur split-system	7
Figure I.2 : Climatisation centrale	9
Figure I.3 : Localisation de la Faculté des sciences appliquées	11
Figure I.4 : La salle 214	12
Figure I.5 La salle 211	12
Figure II.1 : Paramètres climatiques de base pour Ouargla	23
Figure II.2 : Définition des propriétés géométriques de la salle 214	24
Figure II.3 : Introduction des données climatiques de la région d'Ouargla	24
Figure II.4 : Définition des charges internes pour la salle 214	25
Figure II.5 : Profil horaire d'occupation des personnes	25
Figure II.6 : Résultats de calcul	26
Figure II.7 : Charges thermiques et débits d'air par local	26
Figure III.1 : Proposé nouvelle unité extérieure	31
Figure III.2 : Emplacement des climatiseurs existant dans la salle 214	32
Figure III.3 : Emplacement des climatiseurs existant dans la salle 211	33
Figure III.4 : schéma de l'emplacement proposé des climatiseurs salle 214	35
Figure III.5 : schéma de l'emplacement proposé des climatiseurs salle 211	35

Liste des tableaux

Tableau	Page
Tableau I.1 :Classification de la sensibilité à la chaleur selon l'échelle ASHREA	5
Tableau I.2 :Les dimensions réelles des deux salles	13
Tableau I.3 : Surfaces des fenêtres et des portes	13
Tableau I.4 : Composants des murs extérieurs	14
Tableau I.5 : Données d'occupation et d'utilisation	15
Tableau I.6 : Horaires d'occupation	15
Tableau II.1 : Mesures réelles de la salle 214	20
Tableau II.2 : Mesures réelles de la salle 211	21
Tableau II.3 : Couches du mur extérieur	22
Tableau II.4 : Surfaces des parois de la salle 214	22
Tableau II.5 : Les charges thermiques calculées par le logiciel HAP	27
Tableau III.1 : Choix du coefficient approprié pour les deux salles	29
Tableau III.2 : Comparaison des résultats de HAP avec la méthode du volume	29
Tableau III.3 : Salle 214	30
Tableau III.4 : Salle 211	30
Tableau III.5 : les recommandations techniques Unité intérieure	30
Tableau III.6 : les recommandations techniques Unité extérieure	31
Tableau III.7 : Erreurs a évitées	33
Tableau III.8 : Répartition des climatiseurs proposé pour la salle 214	34
Tableau III.9 : Répartition des climatiseurs proposé pour la salle 211	34
Tableau III.10 : Emplacement proposé unités extérieures	35
Tableau III.11 : Coûts d'investissement	37
Tableau III.12 : Détail de la facture électrique	38
Tableau III.13 : Détail de la facture électrique	38

Nomenclature

Les symboles	Les désignations	Les unités
A	Surface d'échange thermique	$[m^2]$
A_v	Surface du vitrage	$[m^2]$
c_p	Chaleur spécifique de l'air	$[J/kg. K]$
E	Épaisseur d'une couche	$[m]$
E_{solv}	Apport surfacique solaire à travers un vitrage	$[W/m^2]$
F_{ombr}	Facteur d'ombrage	
F_{pv}	Coefficient de pondération du vitrage	
h_e	Coefficient d'échange superficiel extérieur	$[W/m^2.K]$
h_i	Coefficient d'échange superficiel intérieur	$[W/m^2.K]$
I_{sol}	: Intensité du rayonnement solaire selon l'orientation	$[W/m^2]$
α	Coefficient de correction (isolation)	
N	Taux de renouvellement d'air	$[vol/h]$
N_a	Nombre de changements d'air par heure	$[vol/h]$
N_p	Nombre d'occupants	
P	Puissance de l'éclairage	$[W]$
P_{app}	Puissance des appareils électriques	$[W]$
Q	Charge thermique	$[W]$
Q_{cond}	Conduction thermique à travers le verre	$[W]$

Q_{ecl}	Apport de chaleur par l'éclairage	[W]
$Q_{\text{équp}}$	Apport de chaleur par les équipements	[W]
Q_{lra}	Apport latent par renouvellement d'air	[W]
Q_{m}	Apport à travers les murs	[W]
Q_{p}	Apport à travers la porte	[W]
Q_{pers}	Apport de chaleur par les personnes	[W]
Q_{ra}	Apport par renouvellement d'air	[W]
Q_{sol}	Apport solaire à travers les vitres	[W]
Q_{t}	Apport à travers le toit	[W]
Q_{tot}	Charge thermique totale avec marge	[W]
Q_{v}	Apport à travers les vitres	[W]
Q_{vent}	Apport dû à la ventilation	[W]
q_{v}	Coefficient volumique	[W/m ³ .°C]
R_{total}	Résistance thermique totale	[m ² .K/W]
S_{p}	Surface de la porte	[m ²]
S_{m}	Surface des murs	[m ²]
S_{t}	Surface du toit	[m ²]
S_{v}	Surface vitrée	[m ²]
T_{e}	Température extérieure	[°C]
T_{i}	Température intérieure	[°C]
V	Volume de la salle	[m ³]
ΔT	Différence de température	[°C]

ΔT_{virt}	Différence de température virtuelle	[°C]
ΔT_{vc}	Différence de température corrigée	[°C]
U	Coefficient de transmission thermique	[W/m².K]
U_p	Coefficient de transmission thermique de la porte	[W/m².K]
U_{mur}	Coefficient de transmission thermique du mur	[W/m².K]
U_v	Coefficient de transmission thermique du vitrage	[W/m².K]
U_t	Coefficient de transmission thermique toit	[W/m².K]
V	Volume de la salle	[m³]
P	Masse volumique de l'air	[kg/m³]
Φ_e	Humidité spécifique extérieure	[g/kg]
Φ_i	Humidité spécifique intérieure	[g/kg]

Abbreviations

COP	Coefficient de Performance
HAP	Hourly Analysis Program
SHGC	Coefficient de gain solaire
EER	Energy Efficiency Ratio
BTU	British Technique Unit

Introduction générale

Introduction générale

Dans des endroits comme le Sahara algérien, où le climat est très chaud, les systèmes de climatisation sont mal ajustés. C'est profondément inconfortable et un déséquilibre partiel, et parfois, un grand déséquilibre énergétique constitue un gaspillage considérable.

La température à Ouargla en été dépasse 45°C à l'ombre. Les salles de classe sont occupées par les étudiants et les enseignants. C'est une lutte acharnée lorsque les conditions sont aussi peu régulées. Le climatiseur fonctionne à pleine capacité mais sans atteindre le confort, avec des factures d'électricité très lourdes.

Nous sommes concernés par la situation évoquée précédemment à la Faculté des Sciences Appliquées de l'Université Kasdi Merbah à Ouargla. C'est la principale raison pour laquelle nous avons ciblé l'étude des salles 211 et 214.

Ainsi, notre problématique se formule comme suit : comment déterminer avec précision les besoins frigorifiques des salles 211 et 214, et comment choisir l'emplacement des climatiseurs pour assurer un bon confort thermique à moindre coût ?

Le bon dimensionnement des climatiseurs permet d'améliorer l'efficacité énergétique et d'assurer un meilleur confort thermique dans toute la salle.

L'emplacement des climatiseurs dans les salles de cours doit être choisi de manière à assurer une distribution homogène de l'air et à améliorer le confort thermique des étudiants.

Il ne s'agit pas d'une préférence mais d'une nécessité pour préserver la santé des étudiants et les enseignants.

Ce mémoire commence par une introduction et comprend trois chapitres principaux :

Le premier chapitre : présent les notions sur le confort thermique, et les systèmes de climatisation ainsi que les caractéristiques des salles étudiées avec les données climatiques d'Ouargla

Le deuxième chapitre : est consacré au calcul du bilan thermique des salles 211 et 214 par les méthodes théoriques en utilisant le logiciel HAP afin de déterminer les charges frigorifiques nécessaires.

Le troisième chapitre : Comparaison des résultats de calcul du bilan thermique par le logiciel HAP et la deuxième par la méthode pratique, étude de l'emplacement optimal des climatiseurs ainsi que de l'analyse économique.

Chapitre I : Généralités sur la climatisation

1 Introduction

La région d'Ouargla bénéficie d'un climat désertique caractérisé par des températures exceptionnellement élevées, notamment en été. La notion de confort thermique est le plus souvent appliquée à l'être humain, La sensation de confort thermique est fonction de plusieurs paramètres :

-Les paramètres physiques d'ambiance

2 Étude bibliographique :

Al-Rabghi, O. et K. Al-Johani [1].ont prédit la charge de refroidissement horaire dû à différents types de murs, toit et fenêtrage utilisant la méthode de transfert (TFM), qui a été programmée. Les sorties du programme ont également été comparées au programme. Ils ont également étudié l'effet de la modification de la couleur de la surface sur la charge de refroidissement et sur la température sol-air. Westphal, F. et Roberto L. [2]ont analysé les charges thermiques des bâtiments non résidentiels sur la base de données simplifiées, en utilisant la méthode de transfert de fonds pour la gestion des frais et la validation des états à la norme ASHRAE 140. Ils ont constaté que la méthodologie utilisée pour les cas avec une enveloppe de masse molle et ont révélé une limitation pour une influ.ence de l'inertie thermique sur les charges de refroidissement et de chauffage. Andersson, B et al [3] .Charges de chauffage et de refroidissement pour un prototype de bâtiment résidentiel à différentes orientations, en utilisant une version de développement de l'analyse énergétique du bâtiment programme informatique BLAST. Ils ont des informations sur les frais totaux sont plus ou moins élevés pour une orientation nord que sud, sauf dans les latitudes extrêmes du sud des États-Unis. Shariah, A. et Al. [4]ont étudié l'effet de l'absorption des surfaces externes des bâtiments sur le chauffage, le refroidissement et les chargements en utilisant le programme de simulation TRNSYS, pour Amman et Aqaba en Jordanie. Ils ont également calculé les effets de l'absorption sur les charges énergétiques des bâtiments isolés. Ils sont que les bâtiments non isolés, l'absorption en cours à zéro, la charge énergétique totale de 32%, pour les bâtiments, le taux est 26% à Amman, alors que cette diminution était 'environ 47% pour le bâtiment non isolé et 32% pour les bâtiments isolés à Aqaba.

3 Principe du confort thermique

Le confort thermique est défini comme un état de satisfaction vis-à-vis de l'environnement thermique. Il est déterminé par l'équilibre dynamique établi par échange thermique entre le corps

et son environnement. En effet, la vie - et spécialement l'activité métabolique assurant les fonctions vitales - n'est possible que dans une certaine plage de température, qui varie d'une espèce à l'autre. Il existe cependant des conditions d'ambiance optimales qui seront ressenties par l'individu comme celle d'un état de confort thermique [5].

3.1 Paramètres affectant le confort thermique

La sensation de confort thermique est fonction de plusieurs paramètres :

- Les paramètres physiques d'ambiance : sont la température de l'air, la Température moyenne radiante, la vitesse de l'air, et l'humidité relative de l'air ;
- Les paramètres liés à l'individu, ils sont multiples, on recense notamment deux paramètres Principaux qui sont l'activité et la vêtue de l'individu ;
- Les Paramètres liés aux gains thermiques internes, gains générés dans l'espace par des Sources internes autres que le système de chauffage. (Éclairages, appareils électriques, postes Informatiques.) [5].

3.1.1 Température de l'air :

La température de l'air est sans aucun doute l'un des facteurs les plus importants influençant le confort thermique, car elle a un impact direct sur l'équilibre thermique entre le corps et son environnement du fait de son implication dans divers échanges de chaleur. Par souci de simplicité, la température de l'air est utilisée comme référence pour évaluer la performance thermique à travers plusieurs indicateurs liés à la détermination des niveaux de confort thermique, étant donné qu'il s'agit du facteur le plus influent [6].

3.1.2 Humidité relative de l'air :

L'humidité relative est le rapport entre la quantité de vapeur d'eau présente dans l'air et la quantité maximale que l'air peut contenir dans les mêmes conditions (température et pression atmosphérique). Elle joue un rôle crucial dans la détermination des pertes de chaleur corporelles par évaporation. Une humidité relative élevée, proche de la saturation, réduit la capacité de l'air à évaporer la transpiration pour se rafraîchir. À l'inverse, un air sec permet une évaporation optimale, contribuant à une sensation de confort en été.

Les chercheurs(Liébard et Hterde) suggèrent que la plage de confort thermique pour une humidité relative se situe entre 30 % et 70 % [7].

3.1.3 Vitesse de l'air :

Comme indiqué dans la section consacrée aux échanges thermiques par convection, la vitesse de l'air est un facteur déterminant de l'efficacité de ce type d'échange, en plus de son influence sur les pertes de chaleur par évaporation. Plus l'air en contact avec la peau est rapide, plus le flux de chaleur est important et, par conséquent, plus la sensation de confort par temps chaud est grande [8] .

3.1.4 Rayonnement :

Le confort thermique humain est influencé par la chaleur rayonnante des surfaces proches du corps et en contact avec celui-ci, en raison de l'importance des échanges thermiques entre le corps et ces surfaces pour la sensation de confort. Certaines études ont conclu que l'effet de la température rayonnante est plus important que celui de la température sèche, et que les conditions de confort optimales sont atteintes lorsque la température moyenne des surfaces est supérieure de 2 °C à la température ambiante [9].

3.2 Normes et indice :

3.2.1 ASHRAE :

La norme "ASHRAE" (ANSI /ASHRAE-55) définit le confort thermique comme l'état mental indiquant la satisfaction vis-à-vis de l'environnement thermique. Il s'agit d'un concept lié à la tolérance d'un individu à l'environnement thermique, c'est-à-dire qu'il ne ressent ni trop froid ni trop chaud. L'indice de confort thermique est établi à partir d'échantillons représentatifs du groupe cible de l'étude. Ces échantillons sont soumis à des variations de l'environnement thermique pendant une période donnée, et chaque participant est interrogé sur son ressenti au cours des mesures [10].

Tableau I.1: Classification de la sensibilité à la chaleur selon l'échelle ASHREA

Échelle ASHREA	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3
Sensation thermique	Très chaud	Très chaud	Légèrement Chaud	Neutre	Légèrement froid	Froid	Très froid

Il convient de noter qu'une échelle similaire, appelée échelle de Bedford, obtient la même note, la seule différence résidant dans l'importance accordée à la satisfaction ou à l'insatisfaction des utilisateurs ; toutefois, elle est moins couramment utilisée que l'échelle ASHREA.

3.2.2 ISO 7730:

s'agit d'une méthode de calcul développée dans le cadre de la recherche en laboratoire, et ses méthodes dépendent de facteurs physiques (température de l'air, humidité relative, chaleur rayonnante et vitesse de l'air) et de facteurs subjectifs (type d'activité et type de vêtements) [11] .

4 Systèmes de climatisation :

Actuellement, nous sommes confrontés au problème des fortes chaleurs, source d'inconfort pour les personnes, pouvant entraîner une perte de concentration au travail et nuire à leur capacité de concentration et d'effort. De même, les variations météorologiques affectent les populations et nous confrontent au problème des basses températures. C'est pourquoi nous avons recours à la climatisation pour assurer un confort thermique optimal.

4.1 Définition:

La climatisation englobe tous les procédés visant à conditionner l'air ambiant d'un espace en contrôlant et en maintenant la température, l'humidité, le débit d'air, les niveaux de bruit et les différences de pression, tout en assurant la santé et le confort des occupants de la pièce et le bon fonctionnement des équipements qui s'y trouvent [12].

4.2 Types de climatisation :

La climatisation des systèmes de climatisation comprend les éléments suivants :

4.2.1 Climatisation split-system :

La climatisation monoblocs ou bi blocs (systèmes split) fonctionnent grâce à la technologie de détente directe, ce qui signifie que le refroidissement s'effectue dans l'unité de climatisation située dans la pièce à climatiser. Ils sont couramment utilisés dans les bâtiments commerciaux et résidentiels [12].

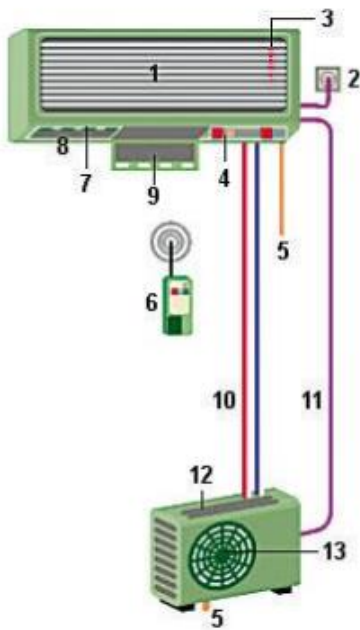


Figure I.1 : Unités extérieure et intérieure d'un climatiseur split-system [13].

- 1 : Entrée d'air (haut)
- 2 : Alimentation électrique
- 3 : Sonde de température d'entrée d'air
- 4 : Unité de commande intérieure
- 5 : Évacuation des condensats
- 6 : Télécommande
- 7 : Vanne de réglage
- 8 : Alimentation en air ambiant
- 9 : Filtre à air
- 10 : Conduite de gaz réfrigérant
- 11 : Raccordement électrique
- 12 : Prise d'air extérieur
- 13 : Alimentation en air extérieur.

4.2.2 Avantage des systèmes de climatisation individuels :

- ✓ La consommation d'énergie est souvent inférieure à celle des systèmes de climatisation centralisés.
- ✓ Aucun équipement supplémentaire n'est requis ; l'appareil ne fonctionne que lorsque les pièces sont occupées.
- ✓ L'espace nécessaire aux locaux techniques est réduit.
- ✓ Un système beaucoup plus simple est nécessaire pour organiser et gérer les aspects techniques du bâtiment. [13]

4.2.3 Inconvénients des unités de climatisation individuelles :

- ✓ Répartition des équipements dans tout le bâtiment.
- ✓ Complexité du fonctionnement et de la maintenance du système.
- ✓ Risque d'obstruction de zones critiques du projet par des unités potentiellement volumineuses et indépendantes.
- ✓ Augmentation des sources de nuisances, notamment sonores, liées aux systèmes.
- ✓ Utilisation de sources d'énergie plus limitées et donc moins efficaces.
- ✓ Risque d'interruptions de service dans les zones critiques (par exemple, dysfonctionnements affectant directement les zones desservies par l'unité en question) [13].

4.3 Climatisation centrale:

Climatisation centrale ou semi-centrale à air neuf. Elle est alors raccordée à quatre réseaux d'air : un pour l'insufflation d'air neuf, un pour le recyclage de l'air ambiant, un pour la diffusion d'air mélangé et un pour l'extraction de l'air.

Climatisation centrale ou semi-centrale à eau. Dans ce modèle, des refroidisseurs d'eau produisent de l'eau glacée qui est distribuée dans les pièces à climatiser via un réseau hydraulique. La distribution de l'air refroidi est assurée par des aérothermes, des terminaux, des planchers rafraîchissants et des poutres froides [12].

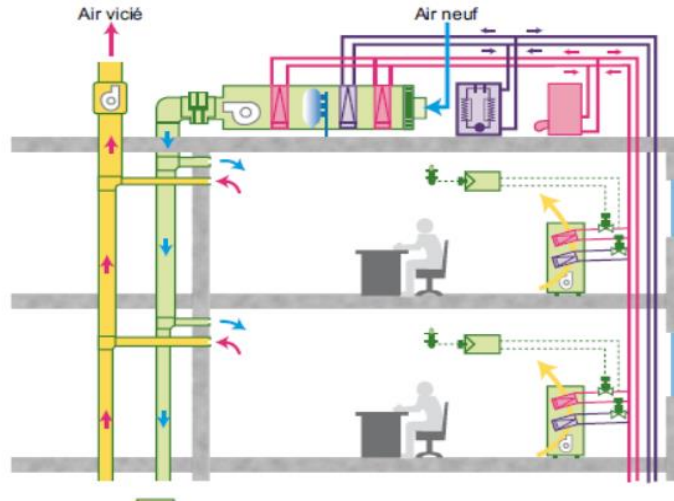


Figure I.2 : Climatisation centrale [13].

4.3.1 Avantages des systèmes de climatisation centrale :

- ✓ Fonctionnement du système plus simple et plus efficace, ainsi qu'une maintenance courante simplifiée.
- ✓ Préservation des zones clés du projet pour les activités essentielles du bâtiment, en évitant toute obstruction par des systèmes indépendants potentiellement complexes.
- ✓ Maîtrise des sources de perturbation, notamment sonores, pouvant provenir des systèmes.
- ✓ Possibilité de choisir des sources d'énergie plus flexibles et donc plus efficaces [13].

4.3.2 Inconvénients des unités de climatisation centrale :

- ✓ La consommation d'énergie est généralement plus élevée que pour les systèmes individuels : elle nécessite davantage d'équipements auxiliaires et le système central doit fonctionner même lorsque les bâtiments ne sont que partiellement occupés.
- ✓ Elle requiert plus d'espace pour les locaux techniques.
- ✓ Elle exige un système de contrôle ou de gestion technique plus complexe pour les installations. [13]

4.4 Fonctionnement:

- ✓ Compression.
- ✓ Condensation.
- ✓ Détente.
- ✓ Vaporisation

4.5 Rendements :

4.5.1 Coefficient de Performance (COP) :

La principale mesure de l'efficacité d'un climatiseur :

$$\text{COP} = \frac{\text{Capacité de refroidissement (kW)}}{\text{Puissance absorbée (kW)}}$$

4.5.2 Coefficient d'efficacité énergétique (EER) :

$$\text{EER} = \frac{\text{Capacité de refroidissement (BTU/h)}}{\text{Consommation électrique (W)}}$$

4.5.3 Rendement global (η) :

Elle prend en compte toutes les pertes : Pertes de chaleur dans les canalisations

Pertes d'énergie dues à une distribution d'air inégale

4.5.4 Objectif :

Améliorer les performances du système et réduire la consommation d'énergie.

4.6 Critères de choix :

- 1- Capacité de refroidissement : doit correspondre aux charges thermiques calculées
- 2- Efficacité énergétique: Il est préférable de choisir des appareils avec un facteur de performance (COP) et un facteur d'efficacité énergétique (EER) élevés.
- 3- Niveau d'éclairage : particulièrement important dans les salles de classe
- 4- Installation facile
- 5-Espace disponible pour l'installation
- 6- Compatibilité avec la conception architecturale du bâtiment

5 Présentation du local a étudié :

5.1 Localisation

Les salles de classe 211 et 214 sont situées dans la Faculté des sciences appliquées de l'Université Kasdi Merbah de Ouargla, située à Ouargla, en Algérie



Figure I.3 : Localisation la Faculté des sciences appliquée l'Université Kasdi Merbah de Ouargla [14].

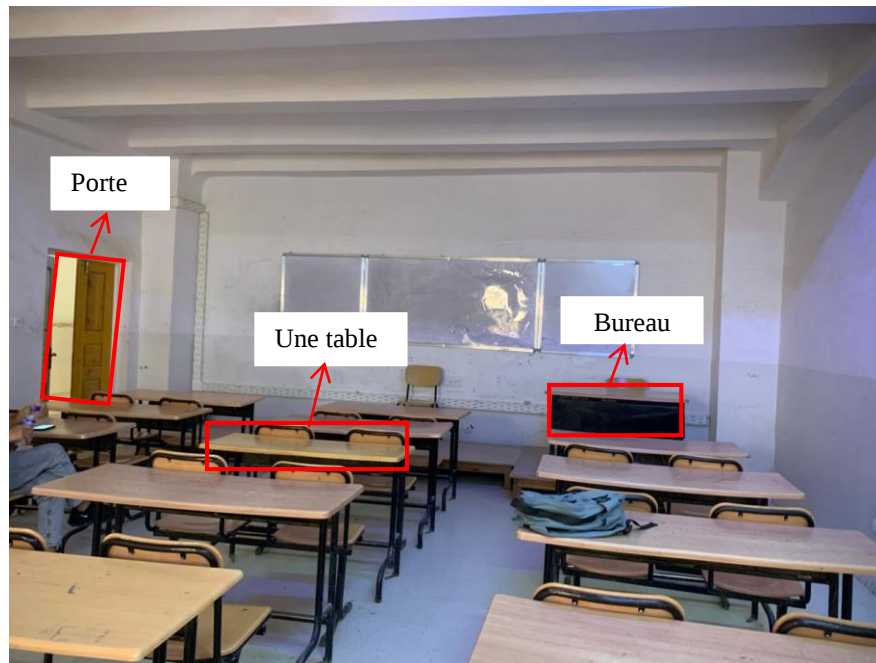


Figure I.4. La salle 214

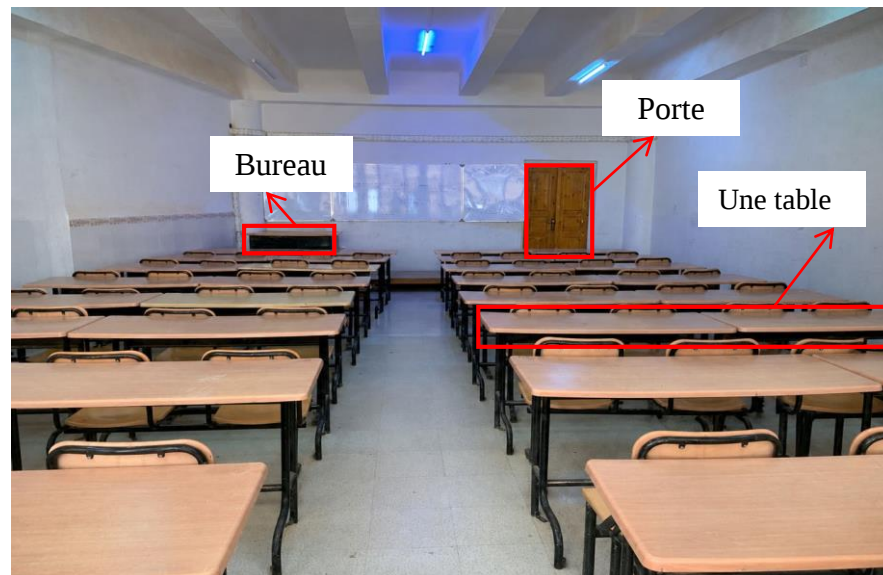


Figure I.5 : La Salle 211

5.2 D'après des mesures effectuées sur le terrain :

Salle 214 : Orientation nord-est

Salle 211 : Orientation sud-ouest

L'orientation d'une pièce joue un rôle crucial dans l'exposition au rayonnement solaire et l'estimation de la charge thermique.

5.3 Les dimensions réelles des deux salles :

Tableau I.2 : Les dimensions réelles des deux salles

Élément	Salle 211	Salle 214
Longueur (m)	11.03	12.592
Largeur (m)	7.79	6.8
Hauteur (m)	3.72	3.63
Surface (m ²)	85.92	85.63
Volume (m ³)	319.62	310.84

5.4 Dimensions des fenêtres et des portes:

Tableau I.3 : Surfaces des fenêtres et des portes

Élément	Salle 211	Salle 214
Nombre de fenêtres	3	2
1ère fenêtre (m ²)	5.52	2.88
2ème fenêtre (m ²)	4.03	2.85
3ème fenêtre (m ²)	3.89	—
Surface totale fenêtre (m ²)	13.44	5.73
Surface totale de la porte (m ²)	2.23	2.45

5.5 Composants des murs et matériaux de construction :

Les murs extérieurs d'un bâtiment sont constitués des couches suivantes (de l'extérieur vers l'intérieur) :

Tableau I.4 : Composants des murs extérieurs

Couche	Couche	Épaisseur (m)
1	Enduit extérieur en ciment	0.02
2	Brique pleine en ciment	0.20
3	Isolant thermique (Polystyrène)	0.05
4	Enduit intérieur en plâtre	0.02

6 Données climatiques d'Ouargla :

6.1 Température:

La région d'Ouargla bénéficie d'un climat désertique caractérisé par des températures exceptionnellement élevées, notamment en été. La température de l'eau oscille entre 23 et 25 degrés Celsius. Durant les mois d'été, de janvier à août, elle peut dépasser 50 degrés Celsius. En janvier, elle se situe entre 35 et 40 degrés Celsius. Cette importante amplitude thermique entre le jour et la nuit contribue fortement à l'aridité du climat de la région d'Ouargla [15].

6.2 Humidité:

À Ouargla, l'humidité relative est généralement faible en raison du climat désertique et des températures élevées. L'humidité relative annuelle moyenne oscille entre 42 % et 55 % environ. Elle est relativement plus élevée en hiver, atteignant parfois près de 60 %, tandis qu'elle chute considérablement en été, passant sous la barre des 30 % en juillet et août. Ce phénomène est dû aux fortes chaleurs et à l'évaporation accrue durant cette période [15].

6.3 Rayonnement solaire:

La région d'Ouargla se caractérise par un ensoleillement exceptionnellement élevé grâce à un ciel généralement dégagé tout au long de l'année. L'ensoleillement annuel moyen y est d'environ 2 800 à 3 000 kWh/m², parmi les plus élevés d'Algérie. L'ensoleillement journalier moyen est estimé entre 5 et 7 kWh/m²/jour, selon la saison. Ces valeurs élevées font de la région d'Ouargla

un site très prometteur pour les applications de l'énergie solaire, tant pour la production d'électricité que pour la production d'énergie thermique [15].

7 Données d'occupation et d'utilisation :

Tableau I.5 : Données d'occupation et d'utilisation

Élément	Salle 214	Salle 211
Nombre d'occupants	60 étudiants +professeur	71 étudiants +professeur
appareils électriques	2 climatiseur	2 climatiseur
Éclairage	4	4

Tableau I.6 : Horaires occupation

Jours	heures d'étude
Dimanche - Jeudi	10 heures (8:00 -17:00)
Vendredi	Vacances

8 Conclusion:

La description détaillée des salles 211 et 214 a permis de rassembler les données nécessaires (orientation, dimensions, matériaux, climat, occupation). Ces données seront utilisées pour les calculs des charges thermiques dans le chapitre II.

Chapitre II : Bilan thermique de local

1 Introduction :

Le bilan thermique est la base de tout calcul d'installation de climatisation afin de prévoir la puissance de celle-ci, ce qui confirme l'importance d'un dimensionnement correct du système de climatisation afin d'assurer le confort thermique des occupants tout en optimisant la consommation énergétique.

2 Règles de base utilisées dans les calculs

Calcul du coefficient global de transmission La résistance thermique par unité de surface est donnée par la formule de Péclet:

$$R_{total} = \frac{1}{h_i} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n} + \frac{1}{h_e} \quad (\text{Équation II.1})$$

Équation 1 : Coefficient de transmission thermique global : R_{total}

$$U = \frac{1}{R_{total}} \quad (\text{Équation II.2})$$

Avec :

- U : coefficient de transmission thermique global (W/m². K)
- h_i : Coefficient d'échange superficiel intérieur = 8,29 W/m².K [16]
- h_e : Coefficient d'échange superficiel extérieur = 23,26 W/m².K [16]
- E : épaisseur de la couche (m)
- λ : conductivité thermique du matériau (W/m.K) [17].

3 Bilan frigorifique :

- ✓ Les besoins frigorifiques représentent la quantité de chaleur à éliminer du local pour le garder à une température donnée.
- ✓ Les charges peuvent être classées en deux catégories :
- ✓ Apports dus à l'environnement extérieur.
- ✓ Apports dus à l'environnement intérieur [18].

3.1 Charges dues à l'environnement extérieur

A. Apport de chaleur à travers le toit

$$Q_t = U_t \cdot S_t \cdot \Delta T_{virt} \cdot t \cdot \alpha \quad (\text{Équation II.3})$$

B. Gain de chaleur à travers les murs

$$Q_m = U_m \cdot S_m \cdot \Delta T \cdot m \cdot \alpha \quad (\text{Équation II.4})$$

Remarque :**Pour les murs intérieurs :**

$$Q_m = U_m \cdot S_m \cdot (T_e - T_i) \quad (\text{Équation II.5})$$

L'écart de température a été établi pour une température de local de 25°C. Si la température de local est différente et doit être T_i , il faut apporter une correction sur l'écart de température qui devient :

$$DT_{vc} = \Delta T_v + (25 - T_i) \quad (\text{Équation II.6})$$

C. Apport de chaleur à travers la porte

$$Q_p = U_p \cdot S_p \cdot (T_e - T_i) \quad (\text{Équation II.7})$$

D. Apport de chaleur à travers les vitres

$$Q_v = S_v \cdot E_{solv} \cdot F_{pv} \quad (\text{Équation II.8})$$

E. Apport de chaleur dû au renouvellement d'air

$$Q_{ra} = Q_{lra} + Q_{sra} \quad (\text{Équation II.9})$$

$$Q_{lra} = 0,333 \cdot Ma \cdot (T_e - T_i)$$

$$Q_{sra} = 0,833 \cdot Ma \cdot (\Phi_e - \Phi_i)$$

3.2 Charges dues à l'environnement intérieur

Les apports internes sont essentiellement constitués par les dégagements de chaleur à l'intérieur du local. Les principales sources de chaleur internes sont

Taux de chaleur dégagée par les occupants

Les apports dégagés par les occupants en fonction de la température sont donnés par la relation suivante

$$Q_{ocp} = (Q_{socp} + Q_{locp}) \cdot N_p \quad (\text{Équation II.10})$$

Taux de chaleur dégagée par les machines

$$Q_{ma} = Q_{sma} + Q_{lma} \quad (\text{Équation II.11})$$

Taux de chaleur dégagée par l'éclairage

$$Q_{ma} = Q_{sma} + Q_{lma} \quad (\text{Équation II.12})$$

$$Q_{ecl} = \text{chf. Pl} \quad (\text{Équation II.13})$$

Calcul de la chaleur traversant les murs

L'apport de chaleur par est donné par la formule suivante :

Équation 2 : La quantité de chaleur

$$Q = U.A. (T_e - T_i) \quad (\text{Équation II.14})$$

Où :

Q : Chaleur transférée (W)

U : Coefficient total de transfert thermique (W/m²·K)

A : Surface d'échange (m²)

T_e : Température extérieure (°C)

T_i : Température intérieure (°C)

Calculer la chaleur qui traverse les fenêtres

La quantité de chaleur qui pénètre par les fenêtres varie car la chaleur les traverse de deux manières

Par conduction thermique à travers le vitrage et par rayonnement solaire. [19].

Équation 3 : Conduction thermique à travers le verre :

$$Q_{cond} = U_v \cdot A_v \cdot (T_e - T_i) \quad (\text{Équation II.15})$$

Équation 4 : Acquisition du rayonnement solaire à travers les fenêtres :

$$Q_{sol} = A_v \cdot SHGC \cdot I_{sol} \cdot F_{ombr} \quad (\text{Équation II.16})$$

Avec : · U_v : coefficient de transmission thermique du vitrage = 5,128 W/m²·K pour un double vitrage

· A_v : Surface du vitrage (m²)

· SHGC : coefficient de gain solaire = 0,65 pour un double vitrage [2]

· I_{sol} : Intensité du rayonnement solaire selon l'orientation (W/m²)

F_{ombr} : Facteur d'ombrage = 0,8 pour les stores intérieurs [19]

3.3 Calcul des apports internes

a. Apports dus aux personnes

$$Q_{ocp} = N \cdot Q_{ocp} \text{ [W]} \quad (\text{Équation II.17})$$

N : nombre de personnes occupant le local.

Q_{ocp} : Apport de chaleur dégagée par une seule personne, cette valeur varie en fonction du type d'activité, de l'habillement et de la position de l'individu.

Équation 2.6 : Apport dû aux personnes :

$$Q_{pers} = N \cdot 115 \quad (\text{Équation II.18})$$

L'apport de chaleur d'une personne en position assise (activité de bureau) est estimé à 115 W [19]

N le nombre de personnes dans la salle.

b. Apports dus à l'éclairage

Équation 2.7 : Apport dû à l'éclairage :

$$Q_{écl} = P \cdot 0,8 \quad (\text{Équation II.19})$$

Avec P la puissance de l'éclairage (W), et un facteur d'utilisation de 0,8 pour l'éclairage fluorescent [19].

c. Apports dus aux équipements électriques

Équation 2.8 : Apport dû aux équipements électriques :

$$Q_{équp} = P_{app} \cdot 0,6 \quad (\text{Équation II.20})$$

Avec :

P_{app} la puissance des appareils (W), et un facteur d'utilisation de 0,6 pour les équipements de bureau [19].

Calcul des apports dus à la ventilation

Les apports de chaleur dus à la ventilation sont calculés par la relation suivante [20].

Équation 2.9 : Apport dû à la ventilation :

$$Q_{vent} = \frac{(\rho \cdot V \cdot n \cdot c_p \cdot (T_e - T_i))}{3600} \quad (\text{Équation II.21})$$

Avec :

- ρ : masse volumique de l'air = 1,2 kg/m³
- V : volume de la salle (m³) = longueur × largeur × hauteur
- N : taux de renouvellement d'air = 0,5 vol/h pour les salles de classe
- c_p : Chaleur spécifique de l'air = 1005 J/kg.K
- T_e : Température extérieure de l'air (°C)
- T_i : Température intérieure de l'air (°C) [20].

Équation 2.10 : Charge thermique totale avec marge de sécurité :

$$Q_{tot} = Q_{partiel} \cdot (1 + MS) \quad (\text{Équation II.22})$$

Avec MS la marge de sécurité (Safety Factor) égale à 15 % (0,15) pour les bâtiments éducatifs.

Équation 2.11 : Conversion en BTU/h :

$$BTU/h = W \times 3,412 \quad (\text{Équation II.23})$$

3.4 Mesures réelles des deux salles :

Les mesures ont été effectuées sur site à l'aide d'instruments de mesure manuels (ruban à mesurer laser, précision ± 1 mm). Les résultats sont les suivant.

3.4.1 Mesures de la salle 214

Tableau II.1 : Mesures réelles de la salle 214

Elément	Mesure
Longueur (m)	12,592
Largeur(m)	6,8
Hauteur(m)	3,63
Surface (m ²)	85,63
Volume (m3)	310,84
Orientation	Nord-Est

Fenêtres :

- Première fenêtre : = 2,88 m²

- Deuxième fenêtre : = 2,85 m²
- Surface totale des fenêtres : 5,73 m²

Porte :

Porte : = 2,45 m²

3.4.2 Mesures de la salle 211**Tableau II.2 : Mesures réelles de la salle 211**

Elément	Mesure
Longueur (m)	11,03
Largeur(m)	7,79
Hauteur(m)	3,72
Surface (m ²)	85,92
Volume (m ³)	319,62
Orientation	Sud-Ouest

Fenêtres :

- Première fenêtre : = 5,52 m²
- Deuxième fenêtre : = 4,03 m²
- Troisième fenêtre : = 3,89 m²
- Surface totale des fenêtres : 13,44 m²

Porte :

- Porte : = 2,23 m²

4 Calcul des coefficients de transmission thermique

Composition des murs et matériaux de construction Les murs extérieurs du bâtiment sont constitués des couches suivantes, de l'extérieur vers l'intérieur [17] .

Tableau II.3 : Couches du mur extérieur

Couche	Matériau	Epaisseur(m)	(W/m.K) [1]	$R = e/\lambda$ (m ² .K/W)
1	Enduit extérieur en ciment	0,02	1,4	0,0143
2	Brique pleine en ciment	0,20	1,2	0,1667
3	Isolant thermique (Polystyrène)	0,05	0,035	1,4286
4	Enduit intérieur en plâtre	0,02	0,17	0,1176

En utilisant l'équation:

$$U_{\text{mur}} = \frac{1}{1,8908} = 0,529 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Coefficient de transmission thermique des vitrages

$$U_{\text{vitrage}} = 5,128 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Tableau II.4 : Surfaces des parois de la salle 214

Type de paroi	Surface brute (m ²)	Déduction (m ²)	Surface nette (m ²)
Mur Nord-Est	45,71	5,73	39,98
Mur Sud-Ouest	45,71	0	45,71
Mur Nord-Ouest	24,68	0	24,68
Mur Sud-Est	24,68	2,45	22,23
Total des murs	140,78	8,18	132,60
Toiture	85,63	-	85,63
Plancher	85,63	-	85,63

5 Présentation du logiciel HAP :

Le programme HAP (Hourly Analysis Program), développé par la société Carrier, est l'un des logiciels les plus importants disponibles pour aider les ingénieurs à concevoir les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation (HVAC) pour les bâtiments commerciaux. Il permet d'estimer les charges thermiques, de concevoir les systèmes aérauliques, ainsi que d'estimer l'énergie consommée et, par conséquent, les coûts annuels qui en découlent. [21]

6 Calcul du bilan thermique par le logiciel HAP :

6.1 Présentation des étapes:

The screenshot shows the 'Weather Properties - [OURGLA]' dialog box with the 'Design Parameters' tab selected. The parameters are as follows:

Parameter	Value	Unit
Region	Africa	
Location	Algeria	
City	OURGLA	
Latitude	32.0	deg
Longitude	5.4	deg
Elevation	140.0	m
Summer Design DB	40.0	°C
Summer Coincident WB	18.0	°C
Summer Daily Range	15.0	K
Winter Design DB	5.0	°C
Winter Coincident WB	3.0	°C
Atmospheric Clearness Number	1.00	
Average Ground Reflectance	0.20	
Soil Conductivity	1.385	W/m/K
Design Clg Calculation Months	May to Aug	
Time Zone (GMT +/-)	0.0	hours
Daylight Savings Time	☒ Yes ☐ No	
DST Begins	May 1	
DST Ends	Oct 31	
Data Source	User Modified	

Buttons at the bottom: OK, Cancel, Help.

Figure II.1 : Paramètres climatiques de base pour Ouargla

La période de calcul des charges de refroidissement : mai à août.

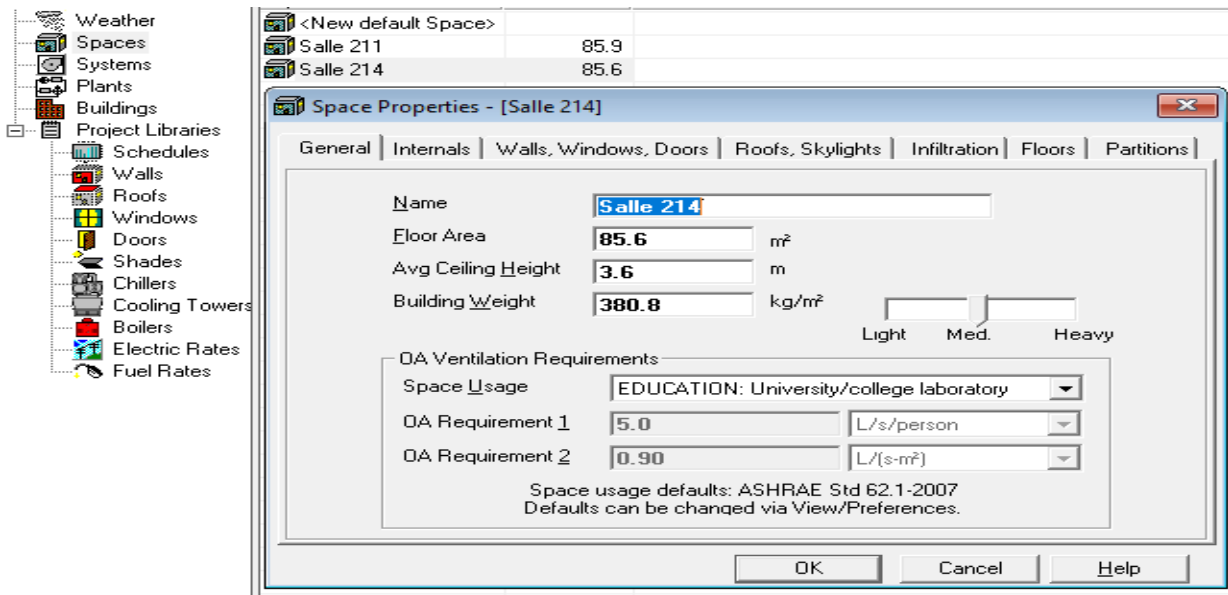


Figure II.2 : Définition des propriétés géométriques de la salle 214

La surface au sol de la salle a été saisie à 85,6 m², la hauteur sous plafond à 3,6 m

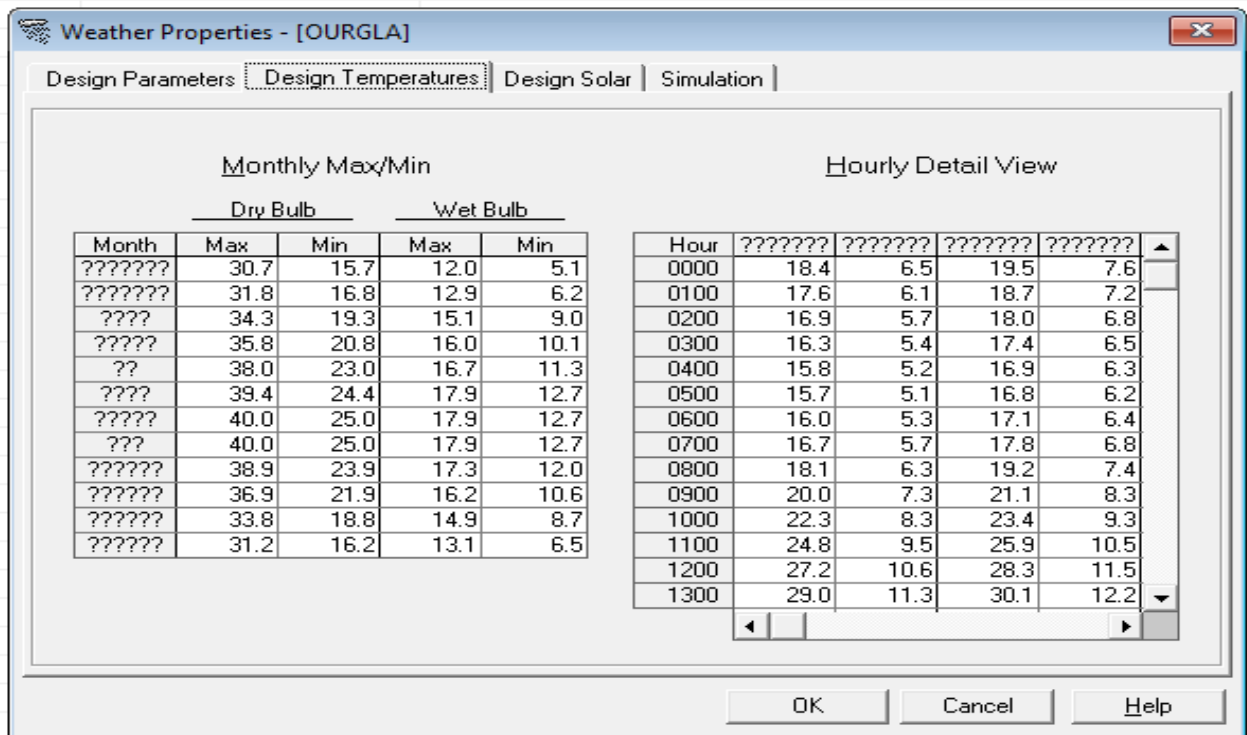


Figure II.3 : Introduction des données climatiques de la région d'Ouargla

Les températures sèches et humides maximales et minimales ont été saisies pour chaque mois de l'année, ainsi que la répartition horaire des températures, sur la base des données de la station météorologique d'Ouargla

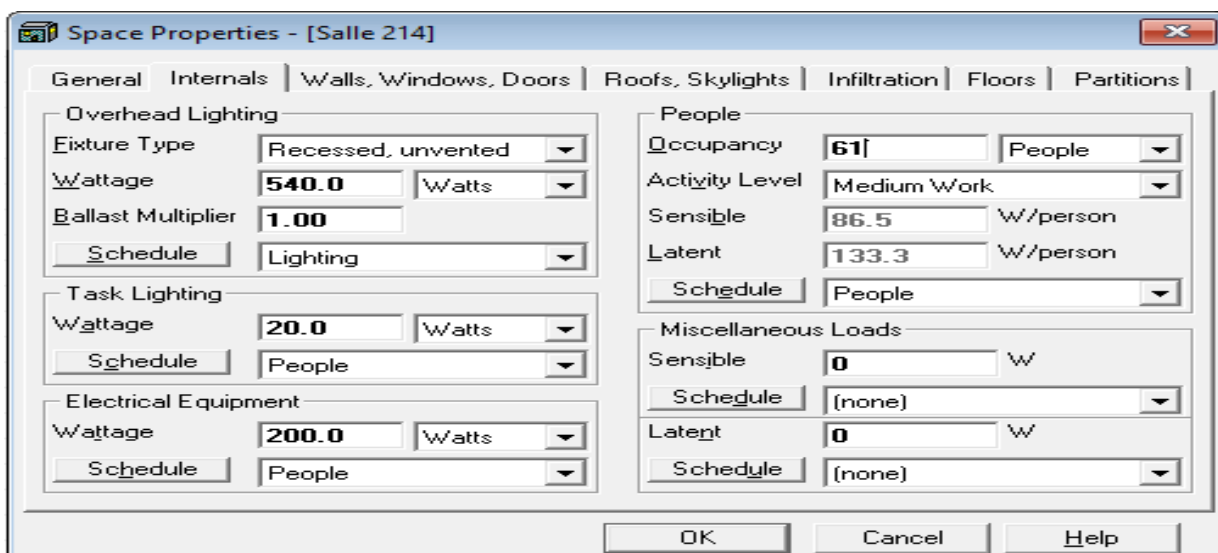


Figure II.4 : Définition des charges internes pour la salle 214

Le nombre d'occupants a été fixé à 61 personnes avec une activité moyenne (travail de bureau), La charge d'éclairage a été saisie à 540 W

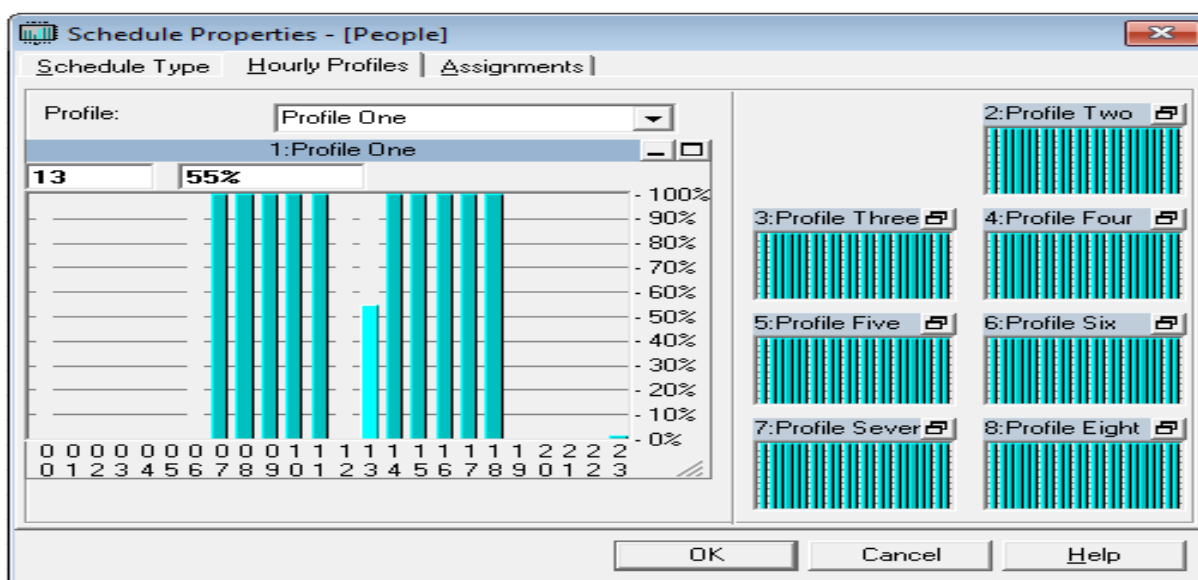


Figure II.5 : Profil horaire d'occupation des personnes

Un profil horaire d'occupation a été défini avec un taux d'occupation atteignant 100 % pendant les heures de pointe (de 8h à 17h)

Les salles 211 et 214 ont été assignées à un même système de traitement d'air, afin d'être traitées ensemble par la même unité de climatisation.

Résultats Calculés par HAP :

Air System Information

Air System Name Default System1
 Equipment Class UNDEF
 Air System Type SZCAV

Number of zones 1
 Floor Area 171.5 m²
 Location OURGLA, Algeria

Sizing Calculation Information

Calculation Months May to Aug
 Sizing Data Calculated

Zone L/s Sizing Sum of space airflow rates
 Space L/s Sizing Individual peak space loads

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load 44.1 kW
 Sensible coil load 44.1 kW
 Coil L/s at Jul 1600 3226 L/s
 Max block L/s 3226 L/s
 Sum of peak zone L/s 3226 L/s
 Sensible heat ratio 1.000
 m²/kW 3.9
 W/m² 256.9
 Water flow@ 5.6 °K rise 1.90 L/s

Load occurs at Jul 1600
 OA DB / WB 40.0 / 17.9 °C
 Entering DB / WB 26.7 / 17.0 °C
 Leaving DB / WB 15.2 / 12.7 °C
 Coil ADP 13.9 °C
 Bypass Factor 0.100
 Resulting RH 60 %
 Design supply temp. 14.4 °C
 Zone T-stat Check 1 of 1 OK
 Max zone temperature deviation 0.0 °K

Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s 3226 L/s
 Standard L/s 3173 L/s
 Actual max L/(s-m²) 18.81 L/(s-m²)

Fan motor BHP 2.00 BHP
 Fan motor kW 1.66 kW

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s 867 L/s
 L/(s-m²) 5.06 L/(s-m²)

L/s/person 6.15 L/s/person

Figure II.6 : Résultats de calcul**Air System Information**

Air System Name Default System1
 Equipment Class UNDEF
 Air System Type SZCAV

Number of zones 1
 Floor Area 171.5 m²
 Location OURGLA, Algeria

Sizing Calculation Information

Calculation Months May to Aug
 Sizing Data Calculated

Zone L/s Sizing Sum of space airflow rates
 Space L/s Sizing Individual peak space loads

Zone Sizing Data

Zone Name	Maximum Cooling Sensible (kW)	Design Airflow (L/s)	Minimum Airflow (L/s)	Time of Peak Load	Maximum Heating Load (kW)	Zone Floor Area (m²)	Zone L/(s-m²)
Zone 1	25.0	3226	3226	Jun 1800	6.7	171.5	18.81

Zone Terminal Sizing Data

No Zone Terminal Sizing Data required for this system.

Space Loads and Airflows

Zone Name / Space Name	Mult.	Cooling Sensible (kW)	Time of Load	Air Flow (L/s)	Heating Load (kW)	Floor Area (m²)	Space L/(s-m²)
Zone 1							
Salle 211	1	13.1	Jun 1800	1677	3.6	85.9	19.53
Salle 214	1	12.1	Jun 1700	1549	3.1	85.6	18.09

Figure II.7 : Charges thermiques et débits d'air par local

La salle 211 présente une charge sensible maximale de 13.1 kW pour un débit d'air de 1677 L/s, tandis que la salle 214 présente une charge de 12,1 kW pour un débit de 1549 L/s. Les pics de charge sont observés respectivement à 18h et 17h au mois de juin.

Les charges thermiques calculées par le logiciel HAP sont les suivantes :

Tableau II.5 : Les charges thermiques calculées par le logiciel HAP

Salle	Charge (W)	Charge (BTU/h)
214	12 100	41 285
211	13100	44 698

7 Conclusion :

Ce chapitre a permis de présenter les principes fondamentaux du bilan thermique pour calculer les charges frigorifiques des salles étudiées. Les apports thermiques provenant de l'extérieur, ainsi que les apports internes ont été pris en compte afin d'évaluer avec précision les besoins en climatisation.

Le logiciel HAP (Hourly Analysis Program) a été utilisé pour simuler le comportement thermique des locaux dans les conditions climatiques d'Ouargla. Les résultats obtenus montrent que les deux salles présentent des charges thermiques élevées durant la période estivale.

Chapitre III : Etude de placement des climatiseurs

1 Introduction

Calcul des charges thermiques des salles 211 et 214 par la méthode pratique (La méthode du volume) et comparaison avec les résultats trouvés à l'aide du logiciel HAP [22] nous présenterons dans ce chapitre une étude de l'emplacement des climatiseurs dans les deux salles, ainsi qu'une analyse économique.

2 Estimation de la puissance frigorifique par la méthode du volume :

Dans la pratique, nous nous appuyons sur la règle de volume comme méthode rapide et préliminaire pour estimer les charges thermiques, dès les premières phases de conception. Les références techniques indiquent que les coefficients approximatifs se situent généralement entre 30 et 80 watts par mètre cube. Cependant, cette corrélation reste flexible ; elle varie naturellement selon le type de local [23].

2.1 La méthode du volume

La charge thermique approximative est calculée par la relation suivante :

$$Q = q_v \cdot V \quad (\text{Équation III.1})$$

Avec :

- Q : charge thermique (W)
- q_v : Coefficient volumique (W/m³. °C)
- V : volume de la salle (m³)

La méthode du volume est :

Utilisée en pré-dimensionnement

Simple et rapide

Approximative

Dans cette étude, nous avons choisi la méthode du volume.

2.1.1 Choix du coefficient approprié pour les deux salles :**Tableau III.1 :** Choix du coefficient approprié pour les deux salles

Salle	Volume (m ³)	Nombre de personnes	Surface vitrée (m ²)	Orientation	Coefficient (W/m ³)
214	310.84	61	5.73	Nord-Est	40
211	319.62	71	13.44	Sud-Ouest	40

2.1.2 Calcul de la puissance frigorifique par la méthode du volume :

En appliquant la relation ci-dessus, on obtient les résultats suivants :

Salle 214 : 42 423 BTU/h

Salle 211 : 43 621 BTU/h

2.2 La méthode des surfaces peut aussi s'écrire sous la forme :

$$Q = q_v \cdot S \quad (\text{Équation III.2})$$

Avec :

- **Q** : charge thermique totale ou puissance frigorifique (W)
- **q_v** : charge surfacique thermique (W/m²)
- **q_v** : 100-150 (W/m²)
- **S** : surface du local (m²)

3 Comparaison des résultats de la méthode du volume avec HAP :**Tableau III.2 :** Comparaison des résultats méthode du volume avec HAP

Salle	HAP (BTU/h)	Méthode du volume (BTU/h)	Écart	Pourcentage
214	41 285	42 423	+1 136	+2,7%
211	44 698	43 621	-1 075	-2,4%

Analyse des écarts :

Les résultats sont très proches (écart inférieur à 3%) ce qui confirme la validité des résultats du logiciel HAP. La légère différence s'explique par le fait que la méthode du volume est utilisée en pré-dimensionnement, Simple et rapide tandis que l'apport calorifiques calculés par HAP chaque terme est donné avec plus de précision.

4 Choix des puissances frigorifiques appropriées

Selon les recommandations pratiques de l'ASHRAE pour les climats chauds et compte tenu des puissances disponibles sur le marché la répartition suivante a été proposée :

Tableau III.3 : Salle 214 (41 285 BTU/h)

Climatiseur	Puissance (BTU/h)	Prix (DA) [26]	Nombre
Premier	18 000	104 000	1
Deuxième	24 000	140 000	1
Total	42 000	244 000	2

Tableau III.4 : Salle 211 (44 698 BTU/h)

Climatiseur	Puissance (BTU/h)	Prix (DA) [26]	Nombre
Premier	24 000	140 000	1
Deuxième	18 000	104 000	1
Total	42000	244000	2

4.1 Choix du fluide frigorigène

Le fonctionnement des climatiseurs repose sur des fluides frigorigènes qui transfèrent la chaleur entre les unités intérieure et extérieure. Deux technologies sont actuellement utilisées dans les produits Condor : le gaz R410A, un mélange couramment employé, et le gaz R32, une génération plus récente et plus efficace. Le R32 est une alternative plus écologique car il a un potentiel de réchauffement global (PRG) plus faible que le R410A, tout en améliorant la consommation électrique et les performances thermiques.

5 Choix de l'emplacement des climatiseurs

5.1 Critères adoptés (selon les recommandations ASHRAE et AIRAH)

L'étude s'est basée sur les recommandations techniques suivantes :

a. Unité intérieure :

Tableau III.5 : les recommandations techniques Unité intérieure

Critère	Valeur recommandée	Raison
Hauteur d'installation	2,1 – 2,4 m	m L'air froid descend naturellement
Distance du plafond 15 – 30 cm	15 – 30 cm	Pour assurer la circulation d'air
Éviter les courants d'air	Ne pas souffler directement sur les personnes	Pour éviter l'inconfort
Éviter les sources de	Loin des fenêtres ensoleillées et des appareils chauds	Pour augmenter l'efficacité

b. Unité extérieure :**Tableau III.6 :** les recommandations techniques Unité extérieure

Critère	Valeur recommandée	Raison
Ventilation	Zone bien ventilée	Pour refroidir le condenseur
Ensoleillement	Loin du soleil direct	Pour augmenter l'efficacité
Distance du Mur	30 cm minimum	Pour la circulation d'air
Distance de l'obstacle avant	1 m minimum	Pour la circulation d'air
Éviter le bruit	Loin des fenêtres et zones sensibles	Pour le confort

c. Proposé nouvelle unité extérieure :**Figure III.1 :** Nouvelle unité extérieure**d. Recommandation technique :**

Nous recommandons d'utiliser un système Multisplit T3 pour chaque salle. Une seule unité extérieure (18 000 – 54 000 BTU/h) peut alimenter plusieurs unités intérieures (jusqu'à 5 selon les modèles), ce qui réduit le nombre total d'unités extérieures de 4 à 2.

Ce système fonctionne par des températures extrêmes (-19°C à +60°C), parfaitement adapté au climat d'Ouargla. La technologie Inverter garantit une haute efficacité énergétique et un confort thermique optimal toute l'année

e. Nombre de climatiseurs par local :

Selon les recommandations techniques de l'American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, le nombre de climatiseurs dépend principalement de la surface, la forme du local et la répartition des charges thermiques.

Règle générale pratique :

Grands locaux (> 80 m²)

Plusieurs climatiseurs

- Installer par zones thermiques.

Facteurs qui imposent plusieurs climatiseurs

- ✓ Local long ou avec séparation intérieure
- ✓ Grandes surfaces vitrées
- ✓ Forte occupation humaine
- ✓ Équipements électriques importants
- ✓ Orientation solaire défavorable (Sud / Ouest en climat chaud)

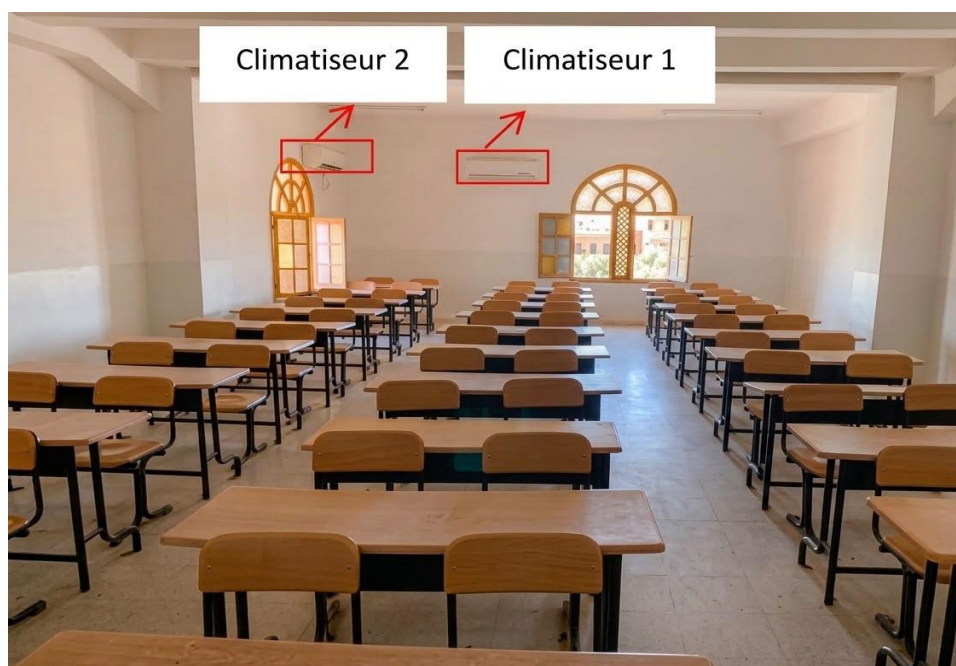


Figure III.2 : Emplacement des climatiseurs existant dans la salle 214

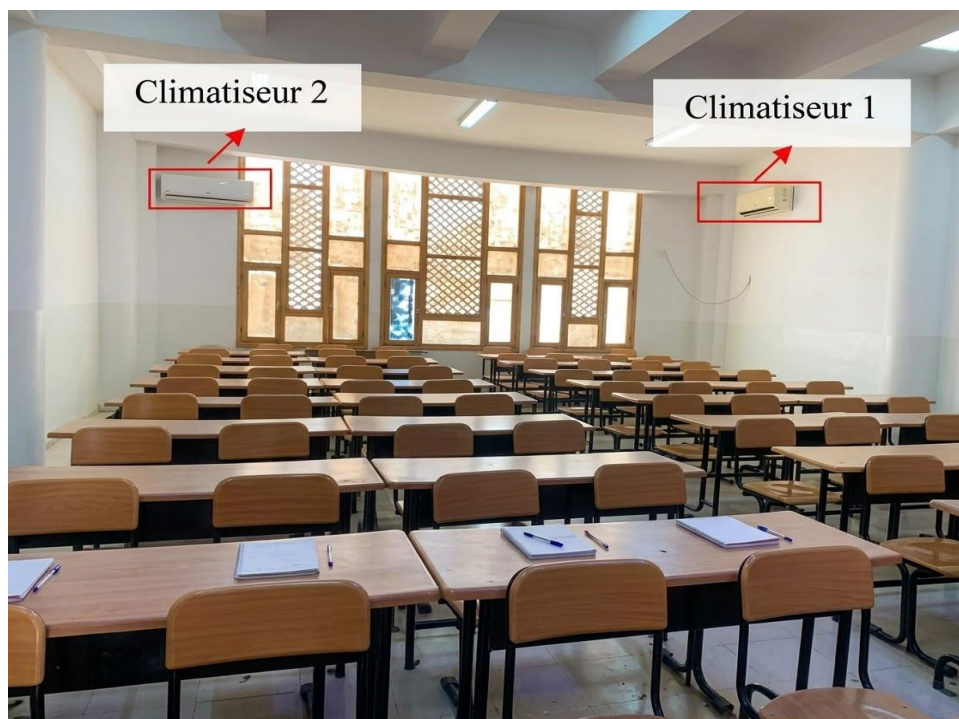


Figure III.3 : Emplacement des climatiseurs existant dans la salle 211

Remarques

Pour les deux salles 211 et 214, selon le calcul des puissances frigorifiques effectuées par les deux méthodes, on constate un sous-dimensionnement

Un mauvais emplacement des climatiseurs pour les deux salles, au fond des 2 salles

Donc mauvaise distribution de l'air, loin du confort thermique et plus de consommation électrique.

Tableau III.7: Erreurs évitées

Erreur	Pourquoi a-t-elle été évitée ?
Installation au-dessus d'une porte	Cause des courants d'air indésirables
Installation dans un coin fermé	Empêche une distribution uniforme de l'air
Installation face à un plafond trop bas	Gêne la circulation d'air et réduit l'efficacité
Une seule unité pour une grande salle	Ne garantit pas une distribution uniforme de l'air

5.1.1 Emplacement de climatiseurs proposé pour la salle 214 :**Tableau III.8 : Répartition des climatiseurs proposé pour la salle 214**

Climatiseur	Puissance	Emplacement de l'unité intérieure	Raison du choix
Premier C2	18 000	Il est fixé au mur où se trouve la porte	Évite de souffler directement sur les élèves, tout en assurant une bonne circulation de l'air
Deuxième C1	24 000	Fixé au mur à côté des fenêtre	Distribution uniforme de l'air Compenser la chaleur entrant par le verre

Hauteur d'installation : 2,5 m (dans la fourchette recommandée 2,1 – 2,4m)

5.1.2 Emplacement de climatiseurs proposé pour la salle 211**Tableau III.9: Répartition des climatiseurs proposé pour la salle 211**

Climatiseur	Puissance	Emplacement de l'unité intérieure	Raison du choix
Premier C1	24 000	Fixé au mur à côté des fenêtre	Contrer la chaleur qui pénètre à travers le verre
Deuxième C2	18000	Il est fixé au mur à côté du bureau du professeur	Évite de souffler directement sur les élèves, tout en assurant une bonne circulation de l'air

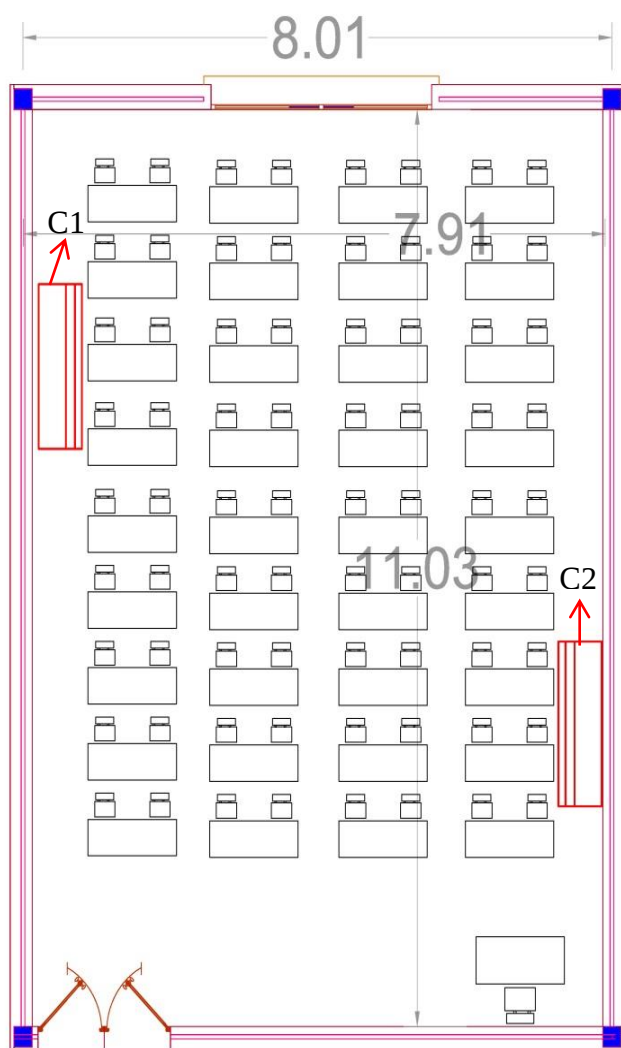
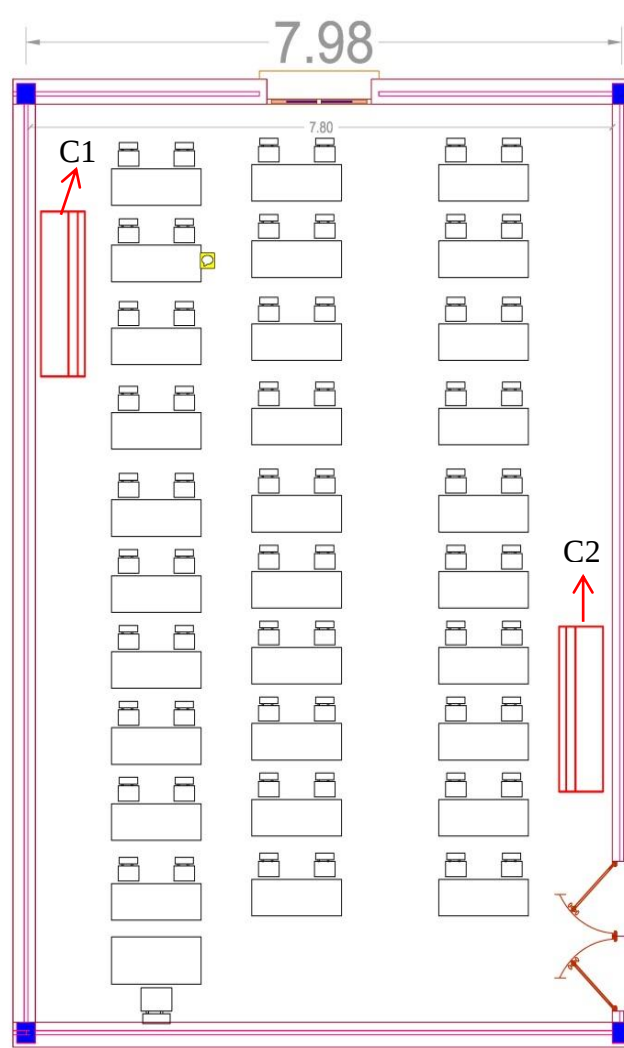
Tableau III.10 : Emplacement proposé unités extérieures

Salle	Emplacement	Distances requises
214	Toit du bâtiment ou cour arrière	30 cm du mur, 1 m de l'obstacle avant
211	Toit du bâtiment ou cour arrière	30 cm du mur, 1 m de l'obstacle avant

Hauteur d'installation : 2,5 m

* Prévoir un auvent pour l'unité extérieure afin de la protéger du soleil direct

5.1.3 Schéma de l'emplacement proposé des climatiseurs pour les deux salles :

**Figure III.4: Salle 211****Figure III.5: Salle 214**

5.1.4 Interprétations :**5.1.4.1 Proposition de l'emplacement des climatiseurs dans la salle 214**

L'emplacement des climatiseurs dans la salle 214 a été choisi de manière à assurer une distribution homogène de l'air et à améliorer le confort thermique des occupants. Le premier climatiseur de 18 000 BTU/h a été installé sur le mur où se trouve la porte afin d'éviter le soufflage direct sur les étudiants tout en favorisant une bonne circulation de l'air dans toute la salle.

Le second climatiseur de 24 000 BTU/h a été placé à proximité des fenêtres pour compenser les apports de chaleur provenant du rayonnement solaire à travers les vitrages et garantir une température uniforme dans l'ensemble du local.

5.1.4.2 Proposition de l'emplacement des climatiseurs dans la salle 211

Dans la salle 211, les climatiseurs ont été positionnés afin d'obtenir une répartition équilibrée de l'air refroidi et de limiter les zones de surchauffe.

Climatiseur de 24 000 BTU/h a été installé près des fenêtres pour réduire l'effet de la chaleur entrant à travers les vitrages.

Le second climatiseur de 18 000 BTU/h a été placé à côté du bureau de l'enseignant afin d'assurer une diffusion uniforme de l'air sans créer de gêne pour les étudiants. Cette disposition permet également d'améliorer l'efficacité énergétique et d'assurer un meilleur confort thermique dans toute la salle.

6 Analyse économique :

6.1 Coûts d'investissement :

Tableau III.11: Coûts d'investissement

Poste	Salle 214 (DA)	Salle 211 (DA)	Total (DA)
Climatiseur 24 000 BTU/h (140 000 DA) [24]	140 000	140 000	280 000
Climatiseur 18 000 BTU/h (104 000 DA) [24]	104 000	104 000	208 000
Coût des climatiseurs	244 000	244000	288 000
Installation	10 000	10 000	20 000
Câblage électrique	10 000	10 000	20 000
Imprévus (accessoires)	1 000	1 000	2 000
Total	265 000	265 000	530 000

Les coûts d'installation et de câblage électrique ont été estimés à 10 000 DA par salle, sur la base des prix du marché local algérien pour la main-d'œuvre et les équipements électriques de base

6.2 Calcul de la consommation électrique

Hypothèses :

- Puissance totale : 25,2 kW (13.1 kW + 12,1 kW)
- Heures de fonctionnement : 9 heures/jour (08h00 – 17h00)
- Jours de fonctionnement : 5 jours/semaine
- Période estivale : 13 semaines (65 jours)

Calcul :

- Nombre d'heures = $9 \text{ h} \times 65 \text{ j} = 585 \text{ h}$
- Énergie consommée = $25,2 \text{ kW} \times 585 \text{ h} = 14\,742 \text{ kWh}$

6.3 Détail de la facture électrique :**Tableau III.12 : Détail de la facture électrique**

Désignation	Calcul	Montant (DA)
Consommation électrique (heures de jour) [25]	$14742 \text{ kWh} \times 4,68 \text{ DA/kWh}$	68992.56
Prime fixe de puissance souscrite	Forfait pour 25,2 kW	12 000,00 ~
Taxe sur la valeur ajoutée (TVA 19%) [26]	19% sur la consommation et la prime	15388.59
Taxes fixes (timbre, habitation)	Taxes obligatoires (Loi de finances 2026)	1 500,00 ~
Total TTC	Somme des postes ci-dessus	97881.15 ~

Le calcul de la facture électrique pour la période estivale (avril.mai,juin,) a permis d'estimer le coût total de fonctionnement des climatiseurs à 97881.15 ~ DA pour les deux salles (211 et 214)

Tableau III.13 : Récapitulatif des coûts

Poste	Montant (DA)
Coût d'investissement total (Tableau III.11)	530 000
Coût de fonctionnement (3 mois)	97881
Coût total	627881

7 Conclusion :

Les puissances frigorifiques ont été déterminées pour les salles 211 et 214, les charges thermiques étant respectivement de 13100 W et 12 100 W. Les résultats par le logiciel HAP

concordent avec la méthode pratique à plus de 95 %. Le coût d'investissement est 530 000 DA et le coût de fonctionnement à 97881DA pour la saison estivale.

Conclusion générale

Conclusion générale

Pour trouver les puissances frigorifiques pour les salles 211 et 214 de la Faculté des Sciences Appliquées de l'Université Kasdi Merbah – Ouargla, on a utilisé deux méthodes la première le calcul du bilan thermique par le logiciel HAP et la deuxième par la méthode pratique, et proposer un emplacement adéquat des climatiseurs des deux salles, afin d'assurer une diffusion uniforme de l'air sans créer de gêne pour les étudiants.

La comparaison entre les résultats obtenus par le logiciel HAP et par la méthode pratique (méthode du volume) a montré un écart inférieur à 3 %, ce qui valide la fiabilité du logiciel HAP. Ces résultats confirment l'importance de l'orientation, de la surface vitrée et du nombre d'occupants dans la détermination des charges thermiques.

Pour la salle 214 et la salle 211, la solution proposée est : un climatiseur de 18 000 BTU/h et un climatiseur de 24 000 BTU/h (puissance totale : 42 000 BTU/h).

L'emplacement proposé des climatiseurs dans la salle 214 a été choisi de manière à assurer une Dans la salle 211, les climatiseurs ont été positionnés afin d'obtenir une répartition équilibrée de l'air refroidi et de limiter les zones de surchauffe et assurer une distribution homogène de l'air et à améliorer le confort thermique des étudiants.

L'analyse économique a montré :

- Un coût d'investissement total de 530 000 DA
- Une consommation électrique de 14 742 kWh pour une saison estivale de 3 mois

Perspectives :

Pour réduire d'avantage la consommation énergétique, nous recommandons d'étudier l'impact d'une meilleure isolation thermique des murs et du toit, l'intégration de protections solaires (stores, brise-soleil), ainsi que l'utilisation de sources d'énergie renouvelable ,tel que l'énergie solaire, pour alimenter les installations de climatisation, surtout La région de Ouargla se caractérise par un ensoleillement exceptionnellement élevé , un L'ensoleillement annuel moyen, parmi les plus élevés de l'Algérie.

Bibliographie

- [1] O. Al-Rabghi et A. Khalid, « Utilizing transfer function method for hourly cooling load calculations,» *Energy Conversion and Management*, vol. 38, pp. 319-332, 1997.
- [2] F. Westphal et L. Roberto, « The use of simplified weather data to estimate thermal loads of non-residential buildings,» *Buildings*, vol. 36, n° 1847-854, 2004.
- [3] B. Andersson, P. Wayne et K. Ronald, «The impact of building orientation on residential heating and cooling,» vol. 8, n° 1205-224, 1985.
- [4] A. Shariah, S. Bassam, R. Akram et T. Brhan, «Effects of absorptance of external surfaces on heating and cooling loads of residential buildings in Jordan,» *Energy Conversion and Management*, vol. 39, n° 1273-284, 1998.
- [5] Hadjdj. E. et H.C, «Contribution à la réduction de la consommation énergétique en climatisation cas d'un local situé à Ouargla,» Université KASDI Merbah d'Ouargla, Ouargla, 2020.
- [6] 1999, دار النشر العلمي والمطابع — جامعة الملك سعود : الرياض, العناصر المناخية والتصميم المعماري, س. ا. ع.
- [7] A. Liébard et A. Herde, *Traité d'architecture et d'urbanisme bioclimatique*, Paris: Éditions Le Moniteur, 2004.
- [8] ا. ش. ا. و س. م. ع, المناخ وعمارة المناطق الحارة, القاهرة: دار عالم الكتب, 1989.
- [9] M. Bodart, «Création d'un outil d'aide au choix optimisé du vitrage du bâtiment,» Université Catholique de Louvain, Louvain, 2002.
- [10] R. a. A.-C. E. American Society of Heating, «ANSI/ASHRAE Standard 62.1e : Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality,» ASHRAE, USA, 2013.
- [11] I. O. f. Standardization, «International Organization for Standardization».
- [12] K. e. H. C. El Hajj, «Climatisation d'un immeuble tertiaire,» Institut des Sciences Appliquées et Économiques (Cnam-Paris), Centre du Liban, 2016.
- [13] G. B. a. P. Cedex, «Guide technique,» France, 2012.
- [14] «Googel Maps,» 2026. [En ligne].
- [15] «la station météorologique d'Ouargla,» Ouargla, 2026.
- [16] Y. A. C. & A. J. Ghajar, *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications* (5th ed., Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications (5th ed.)), 2015.

- [17] F. D. D. P. B. T. L. & L. A. S. Incropera, Fundamentals of Heat and mass transfer, 7 éd., Hobken: John Wiley & Sons, 2011.
- [18] E. S. & E. S. H. Recknagel, Le Recknagel : Manuel pratique du génie climatique, PIC EDITION, 2001.
- [19] P. Chowdhury, «Cooling Load Calculation: An Approximate Approach for a Square Room,» 2025.
- [20] E. ToolBox, Engineering ToolBox, 2024. [En ligne].
- [21] M. O. A. Khayata, Explication de HAP (2ème édition), 2016.
- [22] C. Corporation, Hourly Analysis Program (HAP) - Engineering Documentation, NY: Carrier Corporation, 2024.
- [23] السعودية ا. ا. ش, «Données techniques et services».
- [24] C. Electronics, Condor Electronics, 2025. [En ligne].
- [25] S. A. R. United, GlobalPetrolPrices, 2026. [En ligne].
- [26] C. d. R. d. l. e. d. Gaz, CREG Algérie, 2026. [En ligne].
- [27] R. B. & D. Couillard, Traité pratique de chauffage, J-B. Baillière, 1976.