République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
Et de la Recherche Scientifique

Université YAHIA Farés de MEDEA
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique
Filière de génie civil
Spécialité Equipement de L'Habitat

Mémoire de fin d'études

Pour l'obtention du diplôme de master

en Génie civil

Spécialité : Equipement de l'habitat

Thème :

Analyse des paramètres thermo-physique du confort thermique dans un immeuble administratif

Présenté par :

- **Mr BENCHAREF Mohamed El amine**
- **Mr SOUALHI Yakoub**

Proposé et dirigé par :

Dr. CHIBA Younes

Dr. KEZRANE Mohamed

Année universitaire : 2020-2021


بسم الله الرحمن الرحيم
السلام عليكم ورحمة الله وبركاته

REMERCIEMENTS

Louange à DIEU seul et unique à qui nous adressons nos amples remerciements.

Ce travail de recherche pour l'obtention du diplôme de Master II, dirigé par Monsieur Chiba Younes, a été mené au Département de génie mécanique de la Faculté du Technologie de l'Université Yahia Fares de Médéa.

Je remercie en premier lieu mon Directeur de mémoire Dr Chiba Younes et Dr Kezrane Mohamed pour sa disponibilité, pour son suivi, ses nombreux conseils et ses critiques constructives pour l'élaboration de ce travail de recherche. A tous mes collègues du département, qui ont contribué de près ou de loin à la réussite de ce travail, qu'ils trouvent toute ma gratitude. Je tiens aussi à remercier les membres du jury qui ont accepté de porter leur apport. J'espère que leurs remarques, critiques, orientations et conseils me seront très utiles pour une continuité dans le processus de recherche. Nous tenons à exprimer nos plus vifs remerciements au corps enseignants et à l'administration du Département l'équipement de l'habitat. Je remercie toute l'équipe de la bibliothèque de l'habitat pour leur gentillesse et leur compréhension.

Dédicace :

Je dédie ce travail en témoignage de ma profonde reconnaissance :

A ma très chère mère, Affable, honorable, aimable : Tu représentes pour moi le symbole de la bonté par excellence, la source de tendresse et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de prier pour moi. Aucune dédicace ne saurait être assez éloquente pour exprimer ce que tu mérites pour tous les sacrifices que tu n'as cessé de me donner depuis ma naissance, durant mon enfance et même à l'âge adulte. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être.

Puisse Dieu, le tout puissant, te préserver et t'accorder santé, longue vie et bonheur.

A mon très cher père, Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le Dévouement et le respect que j'ai toujours eu pour toi. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail est le fruit de tes sacrifices que tu as consentis pour mon éducation et ma formation. Puisse Dieu, le tout puissant, te préserver et t'accorder santé, longue vie et bonheur.

A mes frères et ma sœur qui n'ont pas cessée de me conseiller, encourager et soutenir tout au long de mes études. Que Dieu les protège et leurs offre la chance et le bonheur.

A ma grand-mère et mon grand-père, mes oncles et mes tantes. Que Dieu leur donne une longue et joyeuse vie.

*A mon binôme **Yakoub** pour son soutien moral, sa patience et sa compréhension tout au long de ce projet.*

A toute ma famille, et amis qui m'ont aidé et soutenue dans mon parcours.

A tous mes camarades qui ont été présent durant mon cursus.

MED ELAMINE BEN CHAREF

Dédicaces

C'est avec un très grand honneur que je dédie ce modeste travail aux

Personnes les plus chères au monde après mon DIEU pour leurs sacrifices :

- *A Mes chers parents et **israa** que dieu les gardes et préserve.*

- *Mes frères, mes sœurs et toute ma famille.*

- *A toutes les chères personnes dans ma vie*

- *A tous mes collègues de travail au niveau de division de DTG et Atchi Djalel Société sonelgaz direction de médéa*

- *A tous mes collègues d'équipement de l'habitat promo 2021*

- *Sans oublier mon binôme Mohamed elamine pour son soutien moral, sa patience et sa compréhension tout au long de ce projet.*

SOUALHI

Yakoub

ملخص

الهدف من هذا العمل هو دراسة شبكة تكييف لمبنى إداري يقع في مدينة المدية. للقيام بذلك ، قمنا من ناحية بحساب موازين الحرارة الشتوية والصيفية لكل طابق باستخدام معيار (D.T.R) ومن ناحية أخرى قمنا باختيار أنظمة تكييف الهواء والتهوية والضبط. النتائج المحصل عليها تم تحليلها وتلخيصها في شكل جداول.

الكلمات المفتاحية: الراحة الحرارية ، التوازن الحراري ، التكييف ، العمارات

Résumé

L'objectif de ce présent travail est l'étude d'une installation de climatisation d'un immeuble administratif qui se trouve à la ville de Médéa. Pour ce faire, on s'intéresse d'une part au calcul des bilans thermiques hivernal et estival pour chaque étage en utilisant le règlement (D.T.R) et d'autre part au choix des systèmes de climatisation de ventilation et de régulation. Les résultats obtenus sont analysés et résumés sous forme des tableaux

Mots clés : confort thermique, bilan thermique, conditionnement d'air, Bâtiment

Abstract

The objective of this present work is to study of an air conditioning installation for an administrative building located in the city of Médéa. For this purpose, we are interested on the one hand in the calculation of winter and summer heat balances for each floor using the norm of(D.T.R) and on the other hand in the choice of air conditioning, ventilation and regulation systems. The results obtained are analyzed and summarized in the form of tables.

Keywords: thermal comfort, thermal balance, air conditioning, Building

Nomenclature

Symboles	Notations principales
Ac	Surface cutanée participant aux échanges thermiques convectifs (m^2)
Ad	Surface de du Bois, surface cutanée totale (m^2)
Ad,cl	Surface corporelle de l'Homme vêtu (m^2)
Ae	Surface cutanée qui évapore parce qu'elle est mouillée (m^2)
Ar	Surface cutanée participant aux échanges thermiques radiatifs (m2)
C	Flux convectif (W)
Cres	Flux convectif de chaleur échangée par convection respiratoire (W)
E	Flux évaporatoire (W)
Eres	Flux évaporatoire échangé par évaporation pulmonaire (W) m^2)
fcl	Rapport de la surface externe d'échange de l'Homme
Fcl	Facteur de modulation des échanges de chaleur à l'isolement
hc	Coefficient d'échange de chaleur par convection (W. m-^{2} . K-1)
he	Coefficient d'échange de chaleur d'évaporation (W. m-^{2} . KPa^{-1})
hr	Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement (W. m-2 . K^{-1})
Icl	Isolement thermique du vêtement (K . m^2 . W^{-1})
K	Flux conductif (W) ou ($W.m^{-2}$)
M	Activité métabolique (W) ou ($W.m^{-2}$)
MO_2	Consommation d'oxygène ($L \cdot min^{-1}$)
MCO_2	Production de dioxyde de carbone ($L \cdot min^{-1}$)
PaH_2O	Pression partielle de vapeur d'eau ambiante (KPa)

$Psk H_2O$	Pression saturante de vapeur d'eau à la température cutanée Tsk (KPa)
R	Flux radiatif de chaleur (W) ou ($W.m^{-2}$)
Tcl	Température de la surface externe du vêtement (K) ou (^oC)
Ta	Température de l'air (K) ou (^oC)
Teq	Température équivalente (K) ou (^oC)
Tg	Température de globe noir (K) ou (^oC)
To	Température opérative (K) ou (^oC)
T r	Température moyenne de rayonnement du milieu environnant (^oC)
Tsk	Température moyenne de peau (^oC)
v_a	Vitesse de l'air ambiant ($m\ s^{-1}$)
Var	Vitesse de l'air résultant du climat et des mouvements (m s–1)
w	Travail fourni à l'extérieur de l'organisme ($W\ m^{-2}$)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann ($Wm^{-2}K^{-4}$)
ε_{sk}	Emissivité cutanée

Remerciements

Dédicace

Résumé

Nomenclature

Sommaire

Introduction général

Chapitre I. Description du projet

I-1	L'objectif du projet	**03**
I-2	Paramètres climatiques	**03**
I-2-1	Introduction	**03**
I-2-2	Conditions extérieures	**03**
I-2-3	Conditions intérieures	**03**

Chapitre II. Bilan Thermique

II.1	Introduction	**06**
II.2	Les apports calorifiques	**06**
II.2.1	Apportes à travers les parois opaques	**06**
II.2.1.1	Parois aériennes	**06**
II.2.1.1.1	Différence de température équivalente Δ te(t)	**07**
II.2.1.1.1	Différence de température équivalente Δ te(t)	**09**
II.2.1.3	Parois en contact avec le sol	**09**
II.2.2	Apports à travers les parois vitrées	**11**
II.2.3	Apports des chaleurs internes	**13**
II.2.4	Gains dus aux occupants	**13**
II.2.5	Gains dus à l'éclairage	**14**

II.2.6	Apports de chaleur par introduction d'air extérieur	**14**
II.2.7	Débit d'air neuf	**15**
II.2.7.1	Débit d'air dû aux infiltrations	**15**
II.3	Vérification réglementaire	**16**
II.3.1	Apports de référence des parois opaques horizontales	**16**
II.3.2	Apports de référence des parois opaques verticales	**16**
I.3.3	Apports de référence des parois vitrées	**17**

Chapitre III. LECONFORTTHERMIQUE

III.1	Introduction	**18**
III.2	Notion de confort	**18**
III .3	Impact les paramètres de l'environnent sur le confort	**19**
III .3.1	Confort et température	**19**
III .3.2	Confort et humidité	**19**
III.3.2.1	L'incidence sur la transpiration	**20**
III.3.2.2	L'impact de l'humidité relative dans un bâtiment	**21**
III.3.3	La plage de confort température-humidité	**22**
III .3.4	Confort et vitesse de l'air	**23**
III.3.4	Confort, activité et habillement	**26**
III.3.4.1	L'estimation du niveau d'habillement	**26**
III.3.4.2	L'évaluation du niveau d'activité	**26**
III.4	Effets thermique d'un corps humain	**27**
III.4.1	Effet dû à la conduction	**27**
III.4.2	Effet dû à la convection	**27**
III.4.3	Effet dus à la radiation	**28**
III.4.4	Effet de dû à l'humidité	**30**
III.4.5	Effet métabolique	**31**
III.4.5	Effet vestimentaire	**32**
III.6	Bilan globale	**33**
III.6.1	Echanges par convection respiratoire(C_{res})	**33**
III.6.2	Echanges par évaporation respiratoire(E_{res})	**34**
III.7	Méthodes actuelles pour atteindre le confort thermique	**34**
III.7.1	Modèle de GAGGE	**34**

III.7.2	Modèle de FANGER	**35**
III.7.3	Paramètres influant le confort thermique	**35**
III.7.4	Calcul des indices de confort PMV et PPD	**36**

Chapitre IV. RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1	Introduction	**37**
IV.1.3	Les caractéristiques surfaciques	**38**
IV.1.4	Les températures	**38**
IV.1.5	Kme (K du mur double cloison simple)	**38**
IV.1.6	Calcul des apports calorifiques	**39**
IV.1.6.1	Apportes à travers les parois opaques	**39**
IV.1.6.2	Parois intérieures	**40**
IV.1.6.3	Parois en contact avec le toit	**40**
IV.1.6.4	Apports à travers les parois vitrées	**41**
IV.1.6.5	Apports des chaleurs internes	**44**
IV.1.6.6	Apports de chaleur par introduction d'air extérieur	**45**

Chapitre V. Système de climatisations

V.1	Introduction	**48**
V.2	Classification des systèmes de climatisation	**48**
V.2.1	système centralisé	**48**
V.2.2	Système décentralisé	**49**
V.2.3	Système semi-centralisé	**50**

Chapitre VI. Distribution de l'air

VI.1	Introduction	**53**
VI.2	Les facteurs de diffusion de l'air	**53**
VI.2.1	La vitesse de l'air ambiant	**53**
VI.2.2	La température de l'air soufflé	**53**
VI.3	Principe de calcul	**53**
VI.3.1	Calcul du débit d'air et les paramètres de soufflage	**53**

VI.3.2	Période estivale	**54**
VI.3.3	Vérification	**55**
VI.4	Application au projet : « pour local R002 »	**55**
VI.4.1	Calcule des débits et les paramètres de soufflage et de mélange	**55**
VI.4.2	Vérification	**56**
VI.5	Réseaux Aérauliques	**57**
VI.5.1	Dimensionnements des gaines	**57**
VI.5.2	Les caractéristiques de réseau de distribution	**57**
VI.6	Perte de charges	**58**
VI.6.1	Pertes de charge linéaires	**58**
VI.6.2	Pertes de charges singulières	**58**
VI.7	Equilibrage	**59**
VI.8	Présentation du logiciel AUTOFLUID	**59**
VI.8.1	Propriétés calculées avec AUTOFLUID	**59**
VI.8.2	Résultats de calcul	**63**

Chapitre VII. Choix d'équipement

VII.1	Introduction	**70**
VII.1	Choix des Groupes d'eau glacée	**70**
VII.1.1	Caractéristique	**70**
VII.2	Désignation	**71**
VII.2	Choix des Centrale de Traitement d'Air	**71**
VII.2.1	Notre choix : CLIMACIAT AIRCLEAN	**71**
VII.2.2	Caractéristique	**72**
VII.3	Dimensions encombrement extérieur et détails goulottes	**73**
VII.3.1	Brides de raccordement	**73**
VII.3.2	Filtres	**73**
VII.3.3	Le code de construction	**74**
VII.4	Débit d'extraction et air neuf pour chaque appartement	**75**
VII.5	Fonction VAV pour centrale de traitement d'air	**75**
VII.5.1	Installation des capteurs de pression	**76**
VII.5.2	Raccordement des tubes cristaux	**76**
VII.5.3	Raccordement électrique a l'unité	**77**
VII.6	Paramétrage des capteurs de pression	**78**

VII.7	Choix d'équipements pour diffusion d'air	**80**
VII.7.1	Dimensions	**80**
VII.7.2	Dimensions génériques	**81**
VII.8	Grilles de soufflage carré 50-FR-4	**85**
VII.8.1	Description du produit	**85**
VII.8.2	Dimensions génériques	**87**
VII.8.3	Pour le choix des grilles d'extractions	**87**
VII.8.4	Dimensions génériques GPD	**87**

Chapitre VIII. La Régulation

VIII	Introduction	**88**
VIII.1	Les capteurs	**88**
VIII.1.1	Capteurs TOR (Tout ou Rien)	**88**
VIII.1.2	Capteurs analogiques	**89**
VIII.2	Mode de régulation	**89**
VIII.2.1	Régulation tout ou rien	**89**
VIII.2.2	Régulation proportionnelle	**89**
VIII.2.2.1	Bande proportionnelle	**89**
VIII.2.2.2	Temps de réponse	**90**
VIII.2.2.3	Régulation proportionnelle intégrale (PI)	**90**
VIII.2.2.4	Régulation proportionnelle intégrale dérivée PID	**90**
VIII.2.2.5	Régulation analogique	**90**
VIII.2.2.6	Régulation numérique	**90**
VIII.3	Régulation de la CTA	**91**
VIII.3.1	Composition d'une chaîne de	**91**
VIII.3.2	Différents organes de détection	**91**
VIII.3.3	Régulation en fonction de la température de reprise	**91**
VIII.3.4	Schéma de raccordements	**93**
VIII.3.5	Les boucles de régulation	**93**
VIII.5.1	Boucle de régulation de la température	**93**

Liste des tableaux :

Tableau	page
Tableau I.1 : Répartition des Locaux	**4**
Tableau I.2 : Condition Climatique Extérieures	**5**
Tableau I.3 : Conditions Climatiques Intérieures	**5**
Tableau II.1 : Valeurs des coefficients d'échange superficiel	**7**
Tableau II.2: Rayonnement solaire de base	**8**
Tableau II.3 : valeurs de Zones climatiques(en m)	**10**
Tableau II.4: C_{ros} en fonction de la zone climatique	**13**
Tableau II.5 : Gains dus aux occupants	**13**
Tableau II .6 : Valeurs de Ccr	**14**
Tableau III.1 : Réactions observées en fonction de la vitesse résiduelle de l'air	**23**
Tableau III.2 : Vitesse de l'air et refroidissement équivalent	**24**
Tableau III.3 : Vitesse des vents suivant l'échelle de Beaufort	**25**
Tableau III.4 : Valeurs de clo pour différents habillements	**26**
Tableau III.5 : Valeurs de met pour différents activité	**26**
Tableau III.6 : Valeurs de met pour différents activité	**32**
Tableau IV.1 : La résistance thermique d'un mur double cloison	**39**
Tableau IV.2 : APO(t) externe	**40**
Tableau IV.3 : APO(t) interne	**40**
Tableau IV.4 : APO(t) toiture	**41**
Tableau IV.5 : APO(t)	**41**
Tableau IV.6 : AVT(t)	**43**
Tableau IV.7: AVE(t)	**44**
Tableau IV.8: AI(t)	**44**
Tableau IV.9 : Qvinf	**45**
Tableau IV.10 : AINFSs et ARENs	**45**
Tableau IV.11 : AINFS et AINF l	**46**
Tableau IV.12 : La somme tous les apports	**46**
Tableau IV.13 : Résultats totale de bilan thermique	**47**
Tableau VI.1 : Diffèrent paramètres demandés pour chaque local	**58**
Tableau VI.2 : Pour le réseau de soufflage RDC	**66**
Tableau VI.3 : Réseau de soufflage étage 01	**69**

Liste des tableaux

Tableau VII.1 : Filtres **74**

Tableau VII.2 : Dimensions d'unité terminal VAV **80**

Tableau VII.3 : Encombrement, réservation et poids **84**

Tableau VII.4: Caractéristiques électriques **84**

Tableau VII.4 : Tableau de sélection **85**

Liste des figures

Figure II.1 :	Zone d'apports pour des parois en contact avec le sol.	**10**
Figure III.1 :	PPD des personnes au repos et des personnes en travail léger	**19**
Figure III.2 :	Diffusion de chaleur entre l'individu et l'ambiance	**20**
Figure III.3 :	Taux d'humidité ambiante optimale (Scofield et Sterling)	**21**
Figure III.4 :	Diagrammes d'humidité	**22**
Figure V.1 :	Schéma d'une centrale de traitement d'air	**48**
Figure V.2 :	Schéma d'un climatiseur de fenêtre	**49**
Figure V.3 :	Climatiseur type split system	**49**
Figure V.4 :	Climatiseur type armoire de climatisation	**50**
Figure V.5 :	Schéma de principe d'un ventilo-convecteur	**51**
Figure VI.1 :	Interface du logiciel Auto CAD.	**61**
Figure VI.2 :	Barre d'outils	**61**
Figure VI.3 :	La barre concerne.	**62**
Figure VI.4 :	Choix d'unité.	**62**
Figure VI.5 :	L'aire choisie	**63**
Figure VI.6 :	Choix de diamètre.	**63**
Figure VI.7 :	Traçage de réseau.	**63**
Figure VII.1 :	Free cooling modèle	**71**
Figure VII.2 :	Climatisât Aire clean	**72**
Figure VII.3 :	Gammes	**72**
Figure VII.4 :	Dimension de Goulotte optionnelle	**73**
Figure VII.5 :	Brides de raccordement	**73**
Figure VII.6 :	Dimensions du capteur de pression	**76**
Figure VII.7 :	Raccordement des tubes du capteur de pression	**77**
Figure VII.8 :	Raccordement des capteurs de pression à l'unité avec un contrôle VAV	**78**
Figure VII.9 :	Paramètres de capteurs de pression	**79**
Figure VII.10 :	plage de pression	**79**
Figure VII.11 :	unité terminale VAV KS/KSl	**80**
Figure VII.12 :	dimensions générique d'une unité terminale VAV	**81**
Figure VII.13 :	Module autonome en inox pour constitution	**81**
Figure VII.14 :	Encombrement, réservation et poids	**83-84**

Figure VII.15 :	Eclaté du produit	**85**
Figure VII.16 :	grille de soufflage 50-FE-4	**85**
Figure VII.17 :	dimension générique d'une grille	**87**
Figure VII.18 :	Volet d'extraction GPD	**87**
Figure VII.19 :	Dimensions générique d'un volet d'extraction	**88**
Figure VIII.1 :	Schéma de principe du raccordement des boucles de régulation.	**94**
Figure VIII.2 :	boucle de régulation de la température	**94**
Figure VIII.3 :	représentation de la loi des signaux de la boucle de température	**95**
Figure VIII.4 :	boucle de régulation d'hygrométrie	**96**
Figure VIII.5 :	Loi de signal de l'hygrométrie	**97**
Figure VIII.6 :	Schéma de régulation tout ou rien d'un groupe d'eau glacée	**98**

Introduction Générale

Introduction générale

La problématique du confort thermique dans le bâtiment n'est pas nouvelle. Socrate, déjà, évoquait au Ve siècle avant J.-C. l'intérêt de bien orienter les pièces à vivre de sa maison au soleil de midi, afin de profiter des apports solaires gratuits en hiver et conserver une atmosphère intérieure plus fraîche en été, lorsque le soleil est haut. Ce n'est toutefois que récemment, au cours du XXe siècle, que la problématique de confort thermique dans les bâtiments à été étudier de manière approfondie par les nombreux scientifiques. Ceci est grandement dû à l'accroissement de proportion de personnes travaillant dans des environnements clos. HALDANE en 1905, YAGLOGLOU en 1923, mais surtout FANGER dans les années 1970 ont notamment contribué à l'évolution de ces connaissances, et certains de leurs travaux sont encore utilisés aujourd'hui. Ces derniers ont permis de déterminer quels paramètres influencent le confort thermique. Des critères de conception ont ainsi pu être déterminés, et compilés dans différentes normes, afin que les solutions techniques retenues garantissent un confort maximal aux occupants des bâtiments [1].

La thermique du bâtiment est l'ensemble des sciences et techniques visant à étudier les besoins énergétiques des bâtiments. Elle aborde principalement les notions d'isolation thermique et de ventilation afin d'offrir le meilleur confort thermique aux occupants.

Le confort thermique dans le bâtiment prend un grand intérêt vu son impact sur la qualité des ambiances intérieures, la santé et la productivité de l'occupant. En thermique du bâtiment, deux méthodes sont souvent utilisées pour apprécier le confort thermique. Une méthode statistique et une méthode déterministe basée sur le calcul de la charge thermique du corps humain [2].

Les normes et méthodes actuelles en matière de confort thermique portent principalement sur les conditions de confort thermique dans des conditions stables. La plupart des études du confort thermique ont été menées en laboratoire et sont basées sur des évaluations du transfert thermique entre les êtres humain et leur environnement ainsi que des conditions physiologiques requises pour un confort thermique. Les méthodes les mieux connues et les plus largement acceptées sont l'indice de confort thermique PMV proposé par FANGER, (FANGER 1972) , et le modèle à deux nœuds de thermorégulation humaine de J.B. Pierce , (GAGGE 1973 et GAGGE et al., 1986). Plusieurs normes de confort thermique stable ont été établies sur base de ces modèles [3].

Les principaux facteurs qui régissent les échanges de chaleur entre une personne et son environnement et qui ont une incidence sur son confort thermique sont les suivants : pour

la personne, l'activité physique (production de chaleur par le corps) et son habillement. Pour l'environnement la température de l'air et ses fluctuations, le rayonnement thermique, l'humidité, la vitesse de l'air, la température des objets avec lesquels la personne est en contact [4].

Notre manuscrit est structuré comme suit ;

Au premier temps nous présentons notre plan avec les conditions climatiques intérieures et extérieures. Par la suite, nous calculons les bilans thermiques pour chaque local. Les débits d'air et le choix des équipements ont été effectué selon les normes de conditionnement d'air. Dans la fin de notre manuscrit une conclusion a été établi illustre l'intérêt de la climatisation.

Chapitre I :

Description du projet

I-1L'objectif du projet :

Le projet comprend la mise en place d'une unité de climatisation située dans le Centre de Loisirs Scientifiques « MEDEA » cette dernière composée d'un rez-de-chaussée et un étage (R+1) dans la totalité des locaux est 21. Les usages du site sont résumés dans le tableau (I. 1).

I-2 Paramètres climatiques :

I-2-1Introduction :

Le bilan énergétique annuel d'une installation de conditionnement d'air dépend de consignes adoptées concernant la température, l'humidité et la pureté de l'air à l'intérieur du local. Pour effectuer le calcul des installations de conditionnement d'air il faut d'abord déterminer les charges thermiques maximales, pour ce faire il est nécessaire de préciser les conditions extérieures et intérieures.

I-2-2Conditions extérieures :

Les conditions intérieurs sont déterminées d'après les données météorologiques et géographiques **«** ZONE B **»,** ces dernières sont résumées dans le tableau (I-2).

I-2-3 Conditions intérieures :

Les conditions intérieures de base sont des valeurs minimales ou maximales qui ne doivent pas être dépassés tant que les conditions extérieures ne dépassent pas elles-mêmes les valeurs de base. Elles sont déterminées en fonction des conditions de confort.
Les conditions intérieures sont résumées dans le tableau (I- 3).

Tableau I.1 : REPARTITION DES LOCAUX

N° DE LOCAL	DESIGNATION	SURFACE (m^2)
R001	Bibliothèque	170.3
R002	Hall de réception	341
R003	Café	73.81
R004	Salle de projection	88.39
R005	Cyber café	85.84
R006	Séjour	28
R007	Chambre 01	14.43
R008	Chambre 02	12.65
E101	Vide de réception	339.8
E102	Atelier astronomie	79.91
E103	Atelier biologie	85,79
E104	Espace de jeux et loisir	61,84
E105	Librairie	15.6
E106	Sécréteur	14.04
E107	Bureau directeur	31.6
E108	Bureau adjoint directeur	15.6
E109	Salle de réunion	44,84
E110	Atelier de musique	60,24
E111	Atelier pour enfants	31,2
E112	Atelier électricité	79,91
E113	Atelier petits débrouillards	85,88

Tableau I.2 : CONDITION CLIMATIQUE EXTERIEURES

					PERIODE HIVERNALE		PERIODE ESTIVALE	
Zone	Altitude (m)	Latitude (N)	Longitude (°E)	Ecart Diurne (°C)	T° de Base (°C)	L'humidité relative (%)	T° de Base (°C)	L'humidité relative (%)
B								

Tableau I.3 : CONDITUINS CLIMATIQUES INTERIEURES

DESIGNATION	**PERIODE HIVERNALE**		**PERIODE ESTIVALE**	
	Ti (°C)	**φi(%)**	**Ti (°C)**	**φi(%)**
BUREAU, SDR, Café, CHAUMBRE				

Chapitre II :
Bilan Thermique

I.1Intoduction

Dans ce chapitre nous présentons le DTR avec explication de ses équations en bref. Ainsi, des différents approches de calcul pour estimer le bilan thermique hivernal (chauffage), estivale (climatisation) sont présentés.

Le Document Technique Réglementaire (DTR) à pour objet de fixer :

- les méthodes de détermination des apports calorifiques de ce local administratif.
- la méthode de vérification de la conformité à la réglementation thermique d'été de ce projet.

La norme DTR s'appliquent aux locaux : à usage d'habitation, d'hébergement (chambres collectives, dortoirs, salles de repos etc.). À usage de bureaux d'enseignement (classes, salles d'études etc.) d'accueil (bibliothèques, bureaux de poste, banques etc.) de réunion (salles de spectacle, lieux de culte etc.) de vente (boutiques, supermarché etc.) de restauration (café, restaurant, cantine etc.) à usage artisanal (salon de coiffure, laboratoire de boulangerie, petit atelier, etc.).

I.2 Les apports calorifiques

I.2.1 Apportes à travers les parois opaques

I.2.1.1 Parois aériennes

Les parois opaques aériennes sont celles qui sont en contact direct avec l'air extérieur (parois verticales ou horizontales). Le calcul est mené en régime variable. Pour estimer le flux à un instant donné pour une paroi en contact avec l'extérieur, on a recours à la notion de différence de température équivalente notée $\Delta te(t)$. La différence de température équivalente à un instant donné est une différence de température fictive qui produirait au même instant, en régime permanent, le même apport de chaleur dans le local que celui produit par le régime variable.

Les apports de chaleur à travers une paroi opaque à un instant t, APO(t), sont donnés par la formule suivante [5]:

$$APO(t)=Z\times K_{été}\times S_{int}\times \Delta te(t) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (I\text{-}1)$$

- **Z** (Z=1.2) : Coefficient majoration tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers les ponts thermiques).

- $\mathbf{K_{été}}$ (W/m². °C) : Coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée pour l'été.

-$\mathbf{S_{int}}$ (m²) : Surface intérieure totale de la paroi considérée ; pour les toitures en pente, on prendra la projection horizontale de la surface.

- **te(t)** : (°C) Différence équivalente de température à l'heure t.

Le coefficient Kété des parois opaques est donné par la formule suivante :

$$\frac{1}{K_{été}} = \sum R + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad \text{..... (I-2)}$$

- **R** (m².C°/W) : R représente la somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi.

- $\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$ (m².C°/W) : R représente la somme des résistances d'échange superficiel Prise (Tableau 1).

Tableau II.1 : Valeurs des coefficients d'échange superficiel

$\frac{1}{h}$ en m².°C/W	Paroi en contact avec : - l'extérieur, - un passage ouvert, - un local ouvert.			Paroi en contact avec : - un autre local, conditionné ou non conditionné, - un comble, - un vide sanitaire.		
	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$	$1/h_i$	$1/h_e$	$1/h_i + 1/h_e$
Latéral (Mur) $\alpha > 60°$	0,10	0,04	0,14	0,10	0,11	0,21
(toiture) $\alpha \leq 60°$	0,16	0,04	0,20	0,16	0,17	0,33
(plancher)	0,08	0,04	0,12	0,08	0,09	0,17

I.2.1.1.1 Différence de température équivalente Δ te(t)

La différence de température équivalente Δ te(t) i n s t a n t a n é est donnée par [5] :

- Paroi ensoleillée

$$\Delta te(t) = \Delta tes(t) + C_{\Delta te} + \alpha/0.9 \times [\Delta tem(t) - \Delta tes(t)] \times I_{t,b} \quad \text{..... (I-3)}$$

- Paroi à l'ombre 24h/24

$$\Delta te(t) = \Delta tes(t) + C_{\Delta te} \quad \text{..... (I-4)}$$

-**Δtes(t)** (°C) est la différence de température équivalente à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre.

- **C Δte** (°C) est un facteur de correction dû, d'une part, à la différence maximale ΔTS max de la température sèche de l'air entre l'extérieur et l'intérieur pour le mois considéré

et d'autre part à l'écart diurne de base Eb pour le mois considéré.

- **α** est le facteur d'absorption de la paroi.

- **Δtem(t)** (°C) est la différence équivalente de température à l'heure t pour l'orientation de la paroi considérée.

- **It,b** (W/m²) est le rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérés.

- **It,b(40)** (W/m²) est le rayonnement total de base pour le mois de Juillet, la latitude 40° Nord et pour l'orientation considérée.

Le rayonnement total de base, It,b (en W/m²), correspond aux apports de chaleur maxima, non amortis, dus au rayonnement solaire à travers un vitrage de référence dans les conditions de référence.

Le rayonnement diffus de base, Id,b (en W/m²), correspond aux apports de chaleur non amortis dus au rayonnement solaire à travers un vitrage de référence à l'ombre (c'est à dire pour la direction Nord) dans les conditions de référence.

Les valeurs de rayonnement solaire diffus de base sont données dans le tableau 2 :

Tableau II.2: Rayonnement solaire de base

Rayonnement total de base $I_{t,\,b}$ et diffus de base $I_{d,\,b}$ (en W/m²)										
Latitude Nord	Mois	ORIENTATION								
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.
20°	Juillet	59	435	514	267	44	267	514	435	791
	Août	34	372	520	356	81	356	520	372	788
	Septembre	31	273	514	441	205	441	514	273	733
30°	Juillet	50	413	516	315	94	315	516	413	776
	Août	34	340	520	406	198	406	520	340	741
	Septembre	28	284	498	479	330	479	498	284	668
40°	Juillet	47	400	516	394	217	394	516	400	734
	Août	34	321	511	459	321	459	511	321	675
	Septembre	28	183	470	511	441	511	470	183	577

➢ La différence de température équivalente Δ te(t) peut être positive (apports dans le local considéré), ou négative (déperditions). Dans le cas où la différence de température équivalente est négative, on n'en tiendra pas compte dans les calculs.

➢ Le facteur d'absorption α des parois extérieures est donné ci-après selon que la paroi est peinte ou non.

➢ Le facteur d'absorption α d'une paroi extérieure peinte est donné en fonction de la couleur de la face extérieure de la paroi :

✓ face extérieure de couleur sombre (bleu foncé, rouge foncé, brun foncé), α = 0,90. 5

- ✓ face extérieure de couleur moyenne (vert clair, bleu clair, gris clair), $\alpha = 0,70$.
- ✓ face extérieure de couleur claire (blanc, crème), $\alpha = 0,50$.
- ✓ face extérieure de couleur noire mat, $\alpha = 1$.

I.2.1.2 Parois intérieures

➢ Les apports de chaleur à un instant t, APO(t), traversant une paroi opaque en contact avec deux locaux conditionnés sont donnés par la formule suivante [5]:

$$APO(t) = K_{été} \times S_{int} \times [TS_a - TS_{b,i}] \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-5)}$$

- **$K_{été}$:** (W/m².°C) est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée.
- **S_{int} :** (m²) est la surface intérieure de la paroi considérée.
- **TS_a :** (°C) est la température sèche de l'air intérieur du local adjacent.
- **$TS_{b,i}$:** (°C) est la température sèche de l'air intérieur du local considéré.

Les apports de chaleur à un instant t, APO(t), traversant une paroi opaque en contact avec un local non conditionné sont donnés par la formule suivante :

$$APO(t) = K_{été} \times S_{int} \times \Delta tInc(t) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-6)}$$

- **$K_{été}$:** (W/m². °C) est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée.

- **S_{int} :** (m²) est la surface intérieure de la paroi considérée.

- **tlnc :** (°C) représente l'écart de température entre l'espace non conditionné et le local considéré est donné par la formule suivante :

$$\Delta tInc(t) = [(TSe(t) - C\ lnc) - TS_{b,i}] \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-7)}$$

- **$TS_e(t)$:** (°C) est la température extérieure sèche à l'instant considéré.
- **C_{lnc} :** (°C) est un coefficient correcteur.
- **$TS_{b,i}$:** (°C) représente la température intérieure du local conditionné.

I.2.1.3 Parois en contact avec le sol

➢ Les apports par transmission à travers les parois en contact avec le sol sont calculés en fonction de la différence de niveau z. La différence de niveau z est [5] :

- pour un plancher, la différence comptée positivement entre le niveau de la face supérieure du plancher et le niveau du sol (voir figure 1).

- pour un mur enterré, la différence comptée positivement entre le niveau du sol et le niveau considéré du mur.

➢ Les apports par transmission pour une paroi en contact avec le sol, plancher ou mur enterré, sont considérés comme nuls au delà de z = z_{lim} ($z > z_{lim}$) dont les valeurs sont données dans le tableau 3 .

Tableau II.3: valeurs de Zlim(en m) [5].

Valeurs de Zlim						
Température du Local conditionné	Zones climatique					
	A	B ,C	B' <500m	D1	D2	D3
24	3.8	5.4	6.6	7.8	9.4	5.8
25	3.4	5.0	6.2	7.4	9.00	5.4
26	3.00	4.6	5.8	7.00	8.6	5.00
27	2.6	4.2	5.4	6.6	8.2	4.6

➢ Les apports a travers un plancher en contacte aves le sol n'ont lieu que sur une bande de largeur égale à 5 mètres. Comptée à partir de périmètre interier.au delà de cette bande les apports par transmission sont considérés comme nuls.

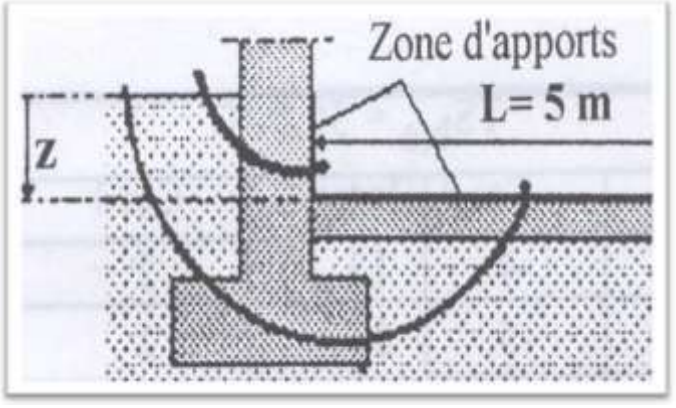


Figure 1: Zone d'apports pour des parois en contact avec le sol.

➢ Les apports APO à travers une paroi en contact avec le sol sont donnée par :

$$APO(t) = K_{été} \times S_{app}(TS_m - TS_{b,i}) \quad \text{…… (I-8)}$$

- $K_{été}$ (en W/m².°C) est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée .

- **S_{app}** (en m²) est la surface de la zone d'apports.

- **TS_m** (en °C) est la température moyenne sèche de l'air extérieur.

- **$TS_{b,i}$** (en °C) est la température sèche de l'air intérieur du local considéré.

- dans le cas ou les valeurs déterminées à l'aide de la formule précédente sont négatives, on n'en tiendra pas compte dans les calculs.

I.2.2 Apports à travers les parois vitrées

- Les apports à travers les parois vitrées intérieures AVT(t) sont dus uniquement à la différence de température de part et d'autre de la paroi. Ils sont donnés par [5]:

$$APO(t)= K_{été} \times S_{ouv} \times [TS_e(t) - C_{lnc}) - TS_{b,i}] \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-9)}$$

- **$K_{été}$** (en W/m². °C) est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée.

- **Souv** (en m²) est la surface de l'ouverture dans la paroi opaque.

- **$TS_e(t)$** (en °C) est la température extérieure sèche à l'heure t.

- **C_{lnc}** est un coefficient correcteur.

- **$TS_{b,i}$** (en °C) est la température intérieure sèche de base pour le local considéré.

- Les gains à travers les parois vitrées extérieures AV(t) sont donnés par :

$$AV(t)= AVT(t)+ AVE(t)\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-10)}$$

AVT(t) (en W) représente les gains dus au gradient de température à travers les parois vitrées,

- Les gains dus au gradient de température AVT(t) à travers les parois vitrées extérieures sont donnés par :

$$AVT(t)= 1.2 \times K_{été} \times S_{ouv} \times [TS_e(t) - TS_{b,i}\ldots\ldots\ldots\ldots] \text{ (I-11)}$$

- **$K_{été}$:** (en W/m². °C) est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée.

- **S_{ouv} :** (en m²) est la surface de l'ouverture dans la paroi opaque.

- **$TS_e(t)$:** (en °C) est la température extérieure sèche à l'heure t.

- **$TS_{b,i}$:** (en °C) est la température intérieure de base.

- Les gains dus au rayonnement solaire à travers les parois vitrées extérieures AVE(t) sont donnés par :

$$AVE(t)= [SV_{ens} \times I_t + (SV - Sv_{ens}) \times Id] \times FS \times N_{PVI}(t) \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-12)}$$

- **SV :** (en m²) est la surface totale vitrée.

- **SV$_{ens}$:** (en m²) est la surface vitrée ensoleillée.

- **SV – Sv$_{ens}$:** (en m²) est la surface vitrée à l'ombre.

- **I$_t$:** (en W/m²) est le rayonnement total maximal réel.

- **I$_d$:** (en W/m²) est le rayonnement diffus maximal réel.

- **N$_{PVI}$(t) :** représente le coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers les parois vitrées l'heur t considérée.

-**FS :** est le facteur solaire du vitrage.

Le rayonnement total maximal réel I_t et le rayonnement diffus maximal réel I_d sont donnés par :

$$I_t = [C_{cadre} \times C_{limp} \times C_{alt} \times C_{ros}] \times I_{t,b} \quad \text{.....(I-13)}$$

$$I_d = [C_{cadre} \times C_{limp} \times C_{alt} \times C_{ros}] \times I_{,b} \quad \text{..... (I-14)}$$

-**C$_{cadre}$:** Coefficient tenant compte de la nature du cadre.

-**C limp :** Coefficient tenant compte de la limpidité de l'atmosphère.

-**C alt :** Coefficient tenant compte de l'altitude.

-**C ros :** Coefficient tenant compte de la valeur du point de rosée.

-**I$_{t,b}$ et I$_{d,b}$:** (en W/m²) sont les rayonnements total et diffus de base .

Le coefficient de correction C_{cadre} est donné ci-après :

C cadre = 1,17 pour un cadre métallique.

C cadre = 1 pour un cadre en bois, ou en PVC.

C limp = 1 pour une atmosphère limpide ; on pourra adopter une atmosphère limpide en zone rurale, hors agglomération (oasis, hameaux, etc.).

C limp = 0,92 pour une atmosphère peu limpide ; on pourra adopter une atmosphère peu limpide pour les zones suburbaines, les zones résidentielles des villes.

C limp = 0,87 pour une atmosphère obscure ; on pourra adopter une atmosphère obscure pour le centre des grandes villes, les zones industrielles, à proximité d'industries polluantes.

Le coefficient de correction C_{alt} est obtenu en augmentant sa valeur de 0,7% par 300m en prenant C_{alt}=1 pour l'altitude 0 (par exemple, si l'altitude est égale à 349 m,(C alt =1,007).

Le coefficient de correction C_{ros} est donné dans le tableau 4 en fonction de la zone climatique :

Tableau II.4: C_{ros} en fonction de la zone climatique [5].

Zones		C_{ros}	Zones		C_{ros}
A	alt < 500 m	0,99	B'	alt < 500 m	1,05
	500 ≤ alt < 1000 m	1,02		alt ≥ 500 m	(zone B)
	alt ≥ 1000 m	1,02	C	alt < 1000 m	1,10
B	alt < 500 m	1,03		alt ≥ 1000 m	1,10
	500 ≤ alt < 1000 m	1,05	D1		1,15
	alt ≥ 1000 m	1,07	D2		1,19
			D3		1,20

I.2.3 Apports des chaleurs internes :

Les apports de chaleur internes AI(t) à l'instant t sont donnés par la formule [5]:

$$AI(t)= \sum_j (CS_j \times AIs.j \times N\ Al.j) + (\sum_j (CS_j \times AIl.j) \quad \text{..... (I-15)}$$

- $AI_{s.j}$: (en W) représente la partie sensible de l'apport interne j.
- $AI_{l.j}$: (en W) représente la partie latente de l'apport interne j.
- CS_j : est le coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne j ; en l'absence d'une formation.
- $N_{Al.j}$: est le coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne j.

I.2.4 Gains dus aux occupants :

➢ Les gains internes pour un occupant sont donnés dans le tableau (5) [5]

Tableau II.5: Gains dus aux occupants [5]

Degré d'activité	Exemple d'application	Température sèche du local (°C)									
		28		27		26		24		21	
		Apports sensibles (Sen) et latents (Lat) en W/pers.									
		Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat	Sen	Lat
Assis, repos	Classe, salle de spectacle	51	51	57	45	62	40	67	35	76	27
Assis, travail très léger	Logement, bureau, hôtel, amphithéâtre	52 52	79 94	58 58	73 88	63 64	69 83	71 74	60 72	83 85	49 62
Debout, marche	Magasin, accueil	60	102	66	96	72	91	82	80	93	70
Travail léger	Atelier, usine	56	164	64	156	72	148	86	134	107	113
Travail assez pénible	Atelier, usine, salle de sport	79	214	88	205	97	197	112	181	135	158
Travail pénible	Atelier, usine, salle de sport	131	293	136	288	142	283	154	271	177	248

I.2.5 Gains dus à l'éclairage :

➢ Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible.

➢ Si l'on connaît la puissance installée pour l'éclairage, les gains dus à l'éclairage sont donnés par la formule suivante [5]:

$$AI = \sum Wn \times C_{me} \times C_{cr}) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-16)}$$

- **W_n :** (en W) est la puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent.
- **C_{me} :** est un coefficient de majoration, il est égal à :

1,2 pour les lampes à incandescence. 1,25 pour les tubes fluorescents.

- **C_{cr} :** est le pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la sale :

C_{cr} =1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air, est donné dans le tableau 6 quand l'éclairage est raccordé à un système d'extraction d'air :

Tableau II .6: Valeurs de Ccr [5]

Débit d'air pour 100 W de puissance de lampe ou de tube (m^3/h)	20	30	50	100
C_{cr}	0,6	0,5	0,4	0,35

I.2.6 Apports de chaleur par introduction d'air extérieur

Les apports de chaleur dus à l'introduction de l'air extérieur sont considérés comme une source de chaleur latente et sensible [5].

On distingue :

➢ Les apports dus aux infiltrations qui interviennent directement dans le bilan du local; ces apports sont à associer au débit d'infiltrations qvinf.

Les apports dus à l'introduction d'air neuf qui interviennent dans le bilan calorifique total; on associe à ces apports le débit d'air neuf q_{Van} .

➢ Les gains sensibles dus au renouvellement de l'air ARENs et dus aux infiltrations AINFs sont donnés par les formules données ci-après :

$$ARENs\ (t) = 0{,}320 \times qv_{an} \times (TSe(t) - TSb,i) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-17)}$$

$$AINFs\ (t) = 0{,}320 \times qvi_{nf} \times (TSe(t) - TSb,i) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-18)}$$

- **0,320** : (en J/m^{3}C°) représente le produit de la chaleur spécifique de l'air (1004 J/ kg. °C) par la masse volumique de l'air (1,15 kg/m^3) et par un facteur de conversion (1/3600).
- **qvan** : (en m3/h) représente le débit d'air neuf.
- **qvinf** : (en m3/h) représente le débit dû aux infiltrations.
- **TSe(t)** : (en °C) représente la température sèche de l'air extérieur.
- **TSb,i** : (en °C) représente la température sèche de l'air intérieur.

➢ Les gains latents dus au renouvellement de l'air ARENi, et dus aux infiltrations AINFi sont donnés par les formules données ci-après :

$$ARENi = 0{,}797 \times qvan \times Max.\ [(HSbe - HSb,i) ; 0] \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (I\text{-}19)$$

$$AINFi = 0{,}797 \times qvinf \times Max.\ [(HSb,e - HSb,i) ; 0] \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (I\text{-}20)$$

- **0,797** (en J.kg$_{air}$ / g$_{vap}$.m$^3_{air}$) représente le produit de la masse volumique moyenne de l'air (1,15 kg/m^3) par la chaleur de vaporisation de l'eau (2498 J/g) et par un facteur de conversion (1/3600).
- **qvan** (en m^3/h) représente le débit d'air neuf.
- **qvinf (**en m^3/h) représente le débit dû aux infiltrations.
- **HSbe** (en Jg air/g vap.m3 air) représente l'humidité spécifique de base de l'air extérieur.
- **HSb,i** (en J.kg air/g vap.m3 air) représente l'humidité spécifique de base de Pair intérieur .

On utilisera le diagramme psychrométrique pour transformer l'humidité relative (en : %) et humidité spécifique (en g vap/ kg air).

I.2.7 Débit d'air neuf :

I.2.7.1 Débit d'air du aux infiltrations :

➢ Pour un local donné, le calcul du débit d'infiltration doit être effectué comme suit :

Le calcul est mené selon la direction du vent ; les directions du vent à considérer doivent être les directions perpendiculaires aux façades et les directions obliques par rapport aux façades.

➢ Le débit dû aux infiltrations qvinf en (m/h) pour un local est donné par :

$$qvinf = \sum (qvO\ \text{inf}\ .i \times Souv.i) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (I\text{-}21)$$

- **qvOinf.i : (**en m^3 /h.m^2) désigne le débit d'infiltration correspondant à l'ouvrant i considéré, les valeurs de qvOinf doivent être fournies soit par le fabricant, soit par l'Avis.
- **Souv.i :** (en m^2) désigne la surface de l'ouverture dans la paroi pour l'ouvrant i.

En général, les valeurs de qvOinf fournies par le fabricant (ou l'Avis Technique) correspondent à des directions de vent perpendiculaires à la paroi. Dans le cas où le fabricant (ou l'Avis Technique) ne fournit pas d'informations concernant la valeur de qvOinf pour une direction de vent oblique, pour la déterminer, on multipliera par 0,60 la valeur de qvOinf correspondant à un vent perpendiculaire [5].

I.3 Vérification réglementaire

La somme des apporte Calorifiques par les parois vitrées et les parois opaques aériennes doit vérifier au mois de Juillet à 15 h TSV, pour cela il ya la relation suivante [5]:

$$APO\ (15\ h) + AV\ (15\ h) \leq 1{,}05\ .\ A_{réf}\ (15\ h) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ (I\text{-}22)$$

Les apports calorifiques de référence $A_{réf}$ sont donnés par :

$$A_{réf} = A_{réf,PH} + A_{réf,PV} + A_{réf,PVI} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (I\text{-}23)$$

- **$A_{réf,PH}$:** (en W) désigne les apports calorifiques de référence à travers les parois opaques horizontales.

- **$A_{réf,PV}$:** (en W) désigne les apports calorifiques de référence à travers les parois opaques verticales .

- **$A_{réf,PVI}$:** (en W) désigne les apports calorifiques de référence à travers les parois vitrées .

I.3.1 Apports de référence des parois opaques horizontales

Les apports calorifiques de référence des parois opaques horizontales $A_{réf,PH}$ sont calculés par la formule suivante [5]:

$$A_{réf,PH} = \sum (a \cdot S_{int} \cdot \Delta TS_{réf,PH}) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (I\text{-}24)$$

- **a :** (en W/m².°C) est un coefficient lié à la nature de la construction et fonction de la zone climatique .

- **S_{int} :** (m^2) la surface de la paroi horizontale comptée de l'intérieur.

- **$\Delta TS_{réf,PH}$:**(°C) est la différence de température de référence pour les parois horizontal

I.3.2 Apports de référence des parois opaques verticales

Les apports calorifiques de référence des parois opaques verticales $A_{réf,PV}$ sont calculés par la formule suivante [5]:

$$A_{réf,PV} = \sum (c\ .\ S_{int}\ .\Delta TS_{réf,PV}) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (I\text{-}25)$$

- **c :**(en W/m².°C) est un coefficient lié à la nature de la construction et fonction de la zone climatique.
- **S_{int} :** (m^2) désigne la surface de la paroi verticale comptée de l'intérieur.
- $\Delta TS_{réf,PV}$ **:**(en °C) est la différence de température de référence pour la PV.

I.3.3 Apports de référence des parois vitrées

Les apports de référence pour les parois vitrées sont donnés par la somme des apports de référence de chaque paroi vitrée [5].

$$A_{réf,\ PVI} = AVE_{réf} + AVT_{réf} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-26)}$$

- **$AVE_{réf}$:** (en W) désigne les apports de référence dus à l'ensoleillement
- **$AVT_{réf}$:** (en W) désigne les apports de référence dus au gradient de température.

Les apports de référence dus à l'ensoleillement à travers une paroi vitrée $AVE_{réf}$ sont donnes par :

$$AVE_{réf} = [SV_{ens} \cdot I_t + (SV - SV_{ens}.) \cdot I_d]\ FS_{réf} \cdot\ N_{PVI,réf} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-27)}$$

- **SV :**(en m²) est la surface totale vitrée.
- **SV_{ens} :**(m^2) est la surface vitrée ensoleillée à 15 h TSV.
- **I_t :** (en W/m²) est le rayonnement total maximal réel pour l'orientation et la latitude considérées.
- **I_d :** (en W/m²) est le rayonnement diffus maximal réel.
- **$FS_{réf}$:** le facteur solaire de référence.
- **$N_{PVI,réf}$:** le coefficient d'amortissement relatif aux gains de référence des parois vitrées pour l'orientation considérée.

Les apports de référence dus au gradient de température à travers une paroi vitrée $AVT_{réf}$ sont donnés par :

$$AVT_{réf} = e' \cdot S_{ouv} \cdot \Delta\ TS_{réf,\ PVI} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(I-28)}$$

- **e' :** (en W/m².°C) est un coefficient relatif à la nature des locaux .
- **S_{ouv} :(m^2) :** est la surface d'ouverture dans le mur.
- **$DTS_{réf,PVI}$:** (en °C) est la différence de température de référence des parois vitrées**[**5].

Chapitre III :
Confort Thermique

III.1 Introduction

Le confort thermique est défini comme un état de satisfaction du corps vis-à-vis de l'environnement thermique. Il est caractérisé par les six paramètres suivants :

- Le métabolisme, qui est la production de chaleur interne au corps humain permettant de maintenir celui-ci autour de 36,7 °C. Un métabolisme de travail correspondant à une activité particulière s'ajoute au métabolisme de base du corps au repos.
- L'habillement, qui représente une résistance thermique aux échanges de chaleur entre la surface de la peau et l'environnement.
- La température ambiante de l'air Ta.
- La température moyenne des parois Tp.
- L'humidité relative de l'air (HR), qui est le rapport exprimé en pourcentage entre la quantité d'eau contenue dans l'air à la température Ta et la quantité maximale d'eau contenue àla même température.
- La vitesse de l'air, qui influence les échanges de chaleur par convection. Dans le bâtiment, les vitesses de l'air ne dépassent généralement pas 0,2 m/s [10].

Dans ce chapitre nous allons essayer de définir le concept de confort thermique et sa relation avec le paramètre de l'environnement, et nous ajoutons aussi différents les échange thermique d'un corps humain, nous montrons aussi différent type des indices de confort thermique et enfin comment appliquer modèle de FANGER.

III.2 Notion de confort

Le confort est une notion essentiellement subjective. Il peut être défini de diverses manières

- L'absence de plaintes pour inconfort.
- Une sensation de bien-être général.
- Les conditions pour lesquelles les mécanismes d'autorégulation du corps sont à un niveauminimum d'activité.

D'après la norme ISO 7730, il y a situation de confort thermique si deux conditions sontsatis- faites :

- Le bilan thermique de l'individu est équilibré sans que ses mécanismes autorégulateurs nesoient trop sollicités.
- il n'existe pas d'inconforts locaux dus :
  - à la sensation de courant d'air.

- à l'asymétrie du rayonnement.
- au gradient vertical de température.
- à la température du sol [11].

III .3 Impact les paramètres de l'environnent sur le confort

III .3.1 Confort et température

Le confort est assuré par un équilibre entre l'homme et l'ambiance. Dans les conditions habituelles, l'homme assure le maintien de sa température corporelle autour de 36,7°C. Cette température est en permanence supérieure à la température d'ambiance, aussi un équilibre doit-il être trouvé afin d'assurer le bien-être de l'individu [10].



Figure 1 : PPD des personnes au repos et des personnes en travail léger [10].

La figure 1 expliqué le sentiment de confort thermique exprimé par les sujets eux-mêmes. Il s'agit de pourcentages prévisibles d'insatisfaits (PPD), exprimés sur l'axe vertical, pour des personnes au repos en position assise (celle qui font la sieste au bureau, par exemple), ou pour des personnes effectuant un travail léger (travail de bureau).

Il est impossible de définir une température qui convienne à tous : il reste au mieux 5 % d'insatisfaits. Il est intéressant de constater que la courbe des sujets au repos est centrée sur 26°C, et qu'elle est plus resserrée, ces personnes sont plus sensibles à de faibles variations de température.

La courbe représentant le travail léger glisse vers les basses températures, les personnes ayant plus de chaleur à perdre préfèrent des températures plus basses [12].

La diffusion de chaleur entre l'individu et l'ambiance s'effectue selon divers mécanismes :



Figure 2 **:** Diffusion de chaleur entre l'individu et l'ambiance [10]

- Plus de 50 % des pertes de chaleur du corps humain se font par convection avec l'air ambiant (convection et évaporation par la respiration ou à la surface de la peau).
- Les échanges par rayonnement à la surface de la peau représentent jusqu'à 35 % du bilan alors que les pertes par contact (conduction) sont négligeables (< 1 %).
- Le corps perd également 6 % de sa chaleur à réchauffer la nourriture ingérée.

Cette importance de nos échanges par rayonnement explique que nous sommes très sensibles à la température des parois qui nous environnent [12].

III.3.2 Confort et humidité

III.3.2.1 L'incidence sur la transpiration

L'humidité relative ambiante influence la capacité de notre corps à éliminer une chaleur excédentaire. Ainsi, une température extérieure de 24°C et une humidité relative de 82 % (après une pluie en période de forte chaleur), entraînent une forte impression de moiteur, dueà l'impossibilité pour la peau d'évaporer l'eau de transpiration et donc de se rafraîchir.Par contre, une température de 24°C conjointe à une humidité relative de 18 % (climat estival méditerranéen) permet de refroidir la peau par l'évaporation de l'eau de transpiration.

La chaleur nous paraît " très supportable "[10].

III.3.2.2L'impact de l'humidité relative dans un bâtiment

L'humidité a relativement peu d'impact sur la sensation de confort d'un individu dans un bâtiment. Ainsi, un individu peut difficilement ressentir s'il fait 40 % ou 60 % d'humidité relative dans son bureau [10].

L'inconfort n'apparaît que lorsque :

- L'humidité relative est inférieure à 30 %.
- L'humidité relative est supérieure à 70 %.

De faibles niveaux d'humidité (en deçà de 30 %) donnent lieu à certains problèmes : Augmentation de l'électricité statique, Gêne et irritation accrue à la fumée de tabac augmentation de la concentration en poussières dans l'air, etc.

De hauts niveaux d'humidité (au-delà 70 % HR) donnent lieu à une croissance microbienne importante et à des condensations sur les surfaces froides.

Le diagramme ci-dessous, précisant la plage de taux d'humidité ambiante optimale d'un point de vue hygiénique (d'après Scofield et Sterling) (Doc.Dri-Steem/Pacare).

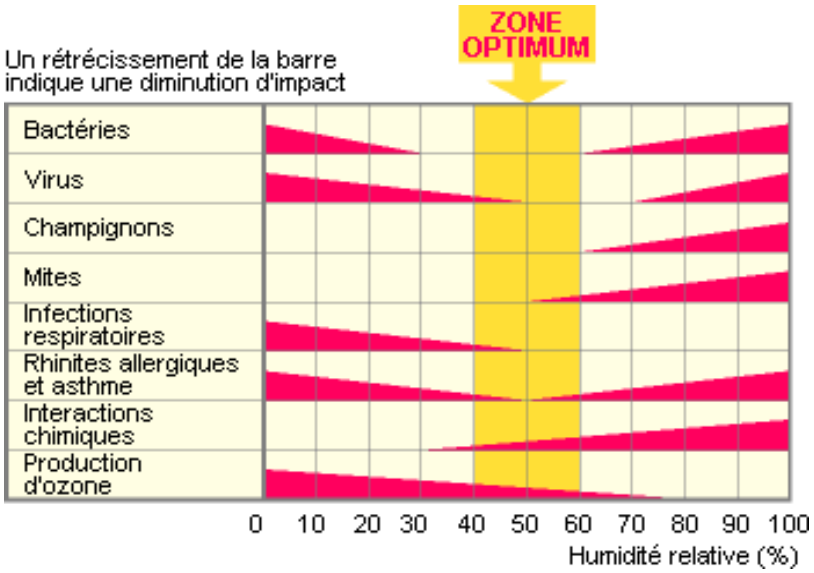


Figure 3 : Taux d'humidité ambiante optimale (Scofield et Sterling)[10]

Un air sec permet à certains microbes de se conserver en sporulant, augmente le risque d'in faction et d'allergies (poussières, pollens) et la concentration d'ozone.

Une humidité trop élevée favorise le développement des microbes et des acariens, favorise les réactions chimiques et les allergies aux composés chimiques.

L'humidité relative a peu d'effet sur le sentiment de confort, pour autant qu'elle se situe entre 30 et 70 % et que la température soit confortable. Un air frais et sec est mieux perçu qu'un air chaud et humide, ce qui permet de sérieuses économies : en abaissant la température et l'humidité de 23°C et 50% à 20°C et 40% on peut diminuer le débit d'air par personne de 10 à 3,5 l/s (36 à 13 m^3/h) sans que les occupants jugent que la qualité d'air diminue [12].

III.3.3 La plage de confort température-humidité

Pour un confort optimal et pour une température de l'air aux environs de 22°C, on peut dès lors recommander que l'humidité relative soit gardée entre 40 et 65 %.

Plus précisément, on peut définir une plage de confort hygrothermique dans le diagramme suivant (extrait de l'article de R. Fauconnier L'action de l'humidité de l'air sur la santé dans les bâtiments tertiaires parut dans le numéro 10/1992 de la revue Chauffage Ventilation Conditionnement) [10].

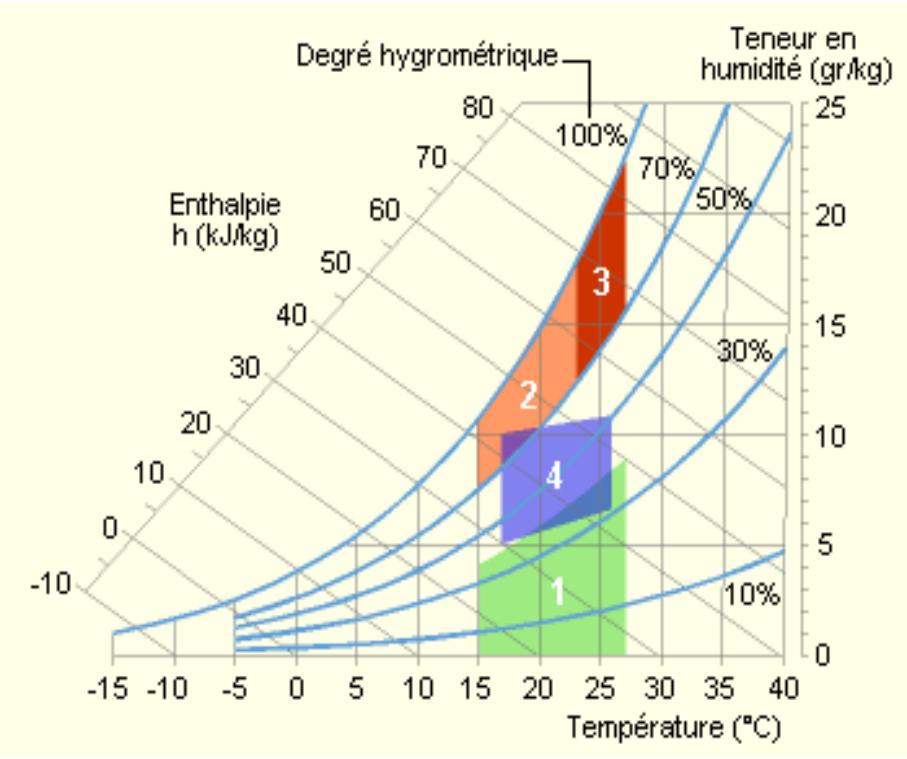


Figure 4 : Diagrammes d'humidité [10]

1. Zone à éviter vis-à-vis des problèmes de sécheresse.
2. et 3 : Zones à éviter vis-à-vis des développements de bactéries et de microchampignons.
3. Zone à éviter vis-à-vis des développements d'acariens.
4. Polygone de confort hygrothermique.

A noter enfin que les limites d'humidité imposées en Suisse par la SIA V382/1 sont beaucoup moins exigeantes : on admet une humidité située en permanence entre 30 et 65 % HR, avec des pointes entre 20 et 75 % HR durant quelques jours par an.
De tels taux momentanés sont supportables physiologiquement, sans qu'il ne soit nécessaire de recourir à une humidification artificielle.
Pour plus d'informations sur l'impact du taux d'humidité sur la santé, on consultera l'ouvrage Manuel de l'humidification de l'air [12].

III .3.4 Confort et vitesse de l'air

La vitesse de l'air (et plus précisément la vitesse relative de l'air par rapport à l'individu) est un paramètre à prendre en considération, car elle influence les échanges de chaleur par convection et augmente l'évaporation à la surface de la peau.
À l'intérieur des bâtiments, on considère généralement que l'impact sur le confort des occupants est négligeable tant que la vitesse de l'air ne dépasse pas 0,2 m/s.
À titre de comparaison : se promener à la vitesse de 1 km/h produit sur le corps un déplacement de l'air de 0,3 m/s.
Le mouvement de l'air abaisse la température du corps, facteur recherché en été, mais pouvant être gênant en hiver (courants d'air).
Le tableau 1 Illustre les réactions observées en fonction de la vitesse résiduelle de l'air pour plusieurs situations possibles [10]:

Tableau III.1: Réactions observées en fonction de la vitesse résiduelle de l'air [10]

Vitesses résiduelles	Réactions	Situation
0 à 0,08 m/s	Plaintes quant à la stagnation de l'air.	Aucune.
0,13 m/s	Situation idéale.	Installation de grand confort.
0,13 à 0,25 m/s	Situation agréable, mais à la limite du confort pour les personnes assises en permanence.	Installation de confort.
0,33 m/s	Inconfortable, les papiers légers bougent sur les bureaux.	Grandes surfaces et magasins.
0,38 m/s	Limite supérieure pour les personnes se déplaçant lentement.	Grandes surfaces et magasins.
0,38 à 0,5 m/s	Sensation de déplacement d'air important.	Installations industrielles et usines où l'ouvrier est en mouvement.

La fourniture d'air frais pour la ventilation d'un local n'entraîne en principe qu'un mouvement très faible de l'air. Le confort est donc directement lié à la qualité de la diffusion de l'air dans la pièce, afin d'assurer une vitesse réelle inférieure à 0,25 m/s au droit des occupants.

Pour les températures de locaux comprises entre 21 et 24°C, un déplacement d'air à la vitesse de 0,5 à 1 m/s donne une sensation rafraîchissante confortable à des personnes assises n'ayant que de faibles activités. Mais lorsqu'on fournit un travail musculaire dans des endroits chauds, des vitesses d'air de 1,25 à 2,5 m/s sont nécessaires pour apporter un soulagement.

On produit parfois des vitesses plus élevées lorsque des hommes sont soumis pour de courtes périodes à une chaleur rayonnante intense. Ce mouvement d'air sera obtenu à l'aide de ventilateurs.

L'effet rafraîchissant est ressenti peut-être exprimé en fonction de la diminution de la température de l'air qui donnerait le même effet rafraîchissant en air calme.

Le tableau 2 donne les valeurs extraites du Guide pratique de ventilation (valables pour des conditions moyennes d'humidité et d'habillement).

Tableau III. 2 : Vitesse de l'air et refroidissement équivalent [10]

Vitesse de l'air [m/s]	Refroidissement équivalent [°C]
0,1	0
0,3	1
0,7	2
1,0	3
1,6	4
2,2	5
3,0	6
4,5	7
6,5	8

L'importance du mouvement d'air nécessité pour obtenir un effet rafraîchissant peut être évaluée dans une certaine mesure par l'expérience personnelle des vitesses extérieures de l'air. La sensation de fraîcheur produite par un vent léger soufflant par une fenêtre par une chaude journée est familière à chacun. La vitesse généralement désignée par "brise légère" est de l'ordre de 2,5 m/s [10].

L'échelle de Beaufort des vents reproduite sur le tableau ci-dessous donne des vitesses des vents en (km/h) et en (m/s) :

Tableau III. 3 : Vitesse des vents suivant l'échelle de Beaufort [10]

Force du vent à l'échelle Beaufort n°	Nature du vent	Vitesse en (m/s)	Vitesse en (km/h)
0	Calme	-	-
1	Air léger	1.5	5.4
2	Brise légère	3	10.8
3	Brise douce	5	18
4	Brise modérée	7	25
5	Brise fraîche	9	32.4
6	Brise forte	11	39.6
7	Vent modéré	13	47
8	Vent frais	15	54
9	Vent fort	18	65
10	Grand vent	21	76
11	Tempête	28	100
12	Ouragan	45	160

III.3.4 Confort, activité et habillement

III.3.4.1 L'estimation du niveau d'habillement

Le niveau d'habillement des occupants est caractérisé par une valeur relative, exprimée en "clo", l'unité d'habillement [10] .

Le tableau 4 illustre les diverses valeurs du métabolisme pour diverses activités.

Tableau III.4 : Valeurs de clo pour différents habillements [10].

Tenue vestimentaire	Habillement
Nu.	0
Short.	0,1
Tenue tropicale type (short, chemise à col ouvert et à manches courtes, chaussettes légères et sandales).	0,3
Tenue d'été légère (pantalon léger, chemise à col ouvert et à manches courtes, chaussettes légères et chaussures).	0,5
Tenue de travail légère (chemise de travail en coton à manches longues, pantalon de travail, chaussettes de laine et chaussures).	0,7
Tenue d'intérieur pour l'hiver (chemise à manches longues, pantalon, pull-over à manches longues, chaussettes épaisses et chaussures).	1,0
Tenue de ville traditionnelle (complet avec pantalon, gilet et veston, chemise, chaussettes de laine et grosses chaussures).	1,5

III.3.4.2 L'évaluation du niveau d'activité

Tableau III.5 : Valeurs de met pour différents activité [10]

Activité	W/m²	met
Repos, couché	45	0,8
Repos, assis	58	1
Activité légère, assis (bureau, école)	70	1,2
Activité légère, debout (laboratoire, industrie légère)	95	1,6
Activité moyenne, debout (travail sur machine)	115	2,0
Activité soutenue (travail lourd sur machine)	175	3,0

III.4 Effets thermique d'un corps humain

L'homme produit et échange de la chaleur. Sa production de chaleur interne se répartit dans sa masse corporelle tandis que ses échanges thermiques externes se font à la surface cutanée (Ad : surface de Dubois, Dubois Area).

La surface cutanée (en m2) se calcule à partir du poids P (kg) et de la taille T (en m) selon la formule [13]:

$$A_d = 0.2025 P^{0.425} T^{0.725} \text{.....} \text{(II-1)}$$

III.4.1 Effet dû à la conduction

Même si nous échangeons parfois de la chaleur par conduction(K), seules de petites zones corporelles sont concernées. Quand des parties plus grandes de notre surface sont en contact avec des éléments de mobilier (chaise, fauteuil, canapé, lit), les tissus en contact se mettent rapidement en équilibre et se comportent comme un isolant thermique par rapport à l'ambiance : globalement donc, en régime permanent, on néglige les températures de surface et les aspects conductifs en les incluant dans les échanges convectifs [13].

III.4.2 Effet du a la convection

La température de l'air est un paramètre très important parce qu'elle participe activement et de façon permanente (dans nos climats, du moins) à notre déperdition calorique du fait de sa part active dans les échanges convectifs. Son impact est d'autant plus grand que les vitesses de l'air et des courants sont également influentes dans cette modalité d'échange.

Les échanges par convection sont régis par l'équation [13]:

$$C = h_c \left(T_a - \overline{T}_{sk} \right) A_c F_{cl} \text{.....} \text{(II-2)}$$

Avec :

- **C** : flux convectif global.
- **Hc** : coefficient d'échange par convection.
- **Tsk** : température moyenne de peau.
- **Ta** : température de l'air.
- **Ac** : surface cutanée exposée (souvent la surface totale Ad).

-**Fcl** : facteur de prise en compte de l'effet lié à l'isolement vestimentaire si l'isolement est nul, Fc = 1, impliquant 100 % des échanges possibles , si l'isolement est grand, Fcl tend ver 0, limitant considérablement le flux convectif Le coefficient de convection hc est calculé par :

$$h_c = 3{,}5 + 5{,}2V_{ar} \quad \text{Pour } V_a \leq 1 m.s^{-1}$$

$$h_c = 8{,}7V_{ar}^{0{,}6} \text{ Pour } V_a > 1 m.s^{-1}$$

Avec :

- **Va** : vitesse de l'air ambiant.

Les coefficients de ces relations sont donnés pour hc exprimé en ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) et Va en ($m.s^{-1}$). Définissons ici le coefficient hco d'échange convectif en air calme(Va= 0,05 m·s–1) qui vaut :hco = 3,5 + (5,2 × 0,05) ≈ 3,8 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

La vitesse d'air résultante (Var) tient compte de la vitesse de l'air ambiant (Va) et desvitesses liées aux déplacements et à l'activité du sujet selon la proposition :

$$Var = Va + 0{,}0052 (M - 58) \text{ ..... (II-3)}$$

Avec :

- **M** : activité métabolique (en $W.m^{-2}$), telle que décrite au avec une condition supplémentaire de sorte que, si M > 200 alors M est pris égal à 200 ($W \cdot m^{-2}$) , afin de limiter le second terme du membre de droite de l'équation à 0,7.

III.4.3 Effet dus a la radiation

La température de rayonnement correspond à la température des surfaces avec lesquelles lecorps humain échange de la chaleur.

Le flux radiatif dépend de la constante de Stefan-Boltzmann, de l'émissivité des corps, desdifférences des puissances quatrièmes de températures des surfaces et des facteurs de forme.

Dans un souci de simplification et par analogie avec l'échange convectif, on utilise uneformule simplifiée linéarisée [13]:

$$R = h_r \left(\overline{T_r} - \overline{T_{sk}} \right) A_r F_{cl} \text{ ..... (II-4)}$$

Avec :

- **R** : flux radiatif échangé par le corps humain.

- **hr** : coefficient d'échange par rayonnement.

- **Tr** : température moyenne de rayonnement du milieu environnant.

- **Tsk** : température moyenne de peau.

- **Ar** : surface cutanée qui rayonne.

- **Fcl** : facteur lié à l'isolement vestimentaire.

$$h_r = 4\sigma\varepsilon_{sk}\left(\frac{T_r + T_{sk}}{2}\right)^3 \quad \text{..... (II-5)}$$

Avec :

- **σ** : constante de Stefan-Boltzmann ($5{,}67 \times 10^{-8}\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$).

- **εsk** : émissivité cutanée (0,97).

$\overline{T}_r + \overline{T}_{sk}$: Respectivement températures moyennes de rayonnement et de peau. Soit :

$$h_r = 22\times10^{-R}\left(\frac{T_r + T_{sk}}{2}\right)^3 \quad \text{.....(II-6)}$$

Ce qui, pour des températures telles que celles rencontrées dans le bâti conduit à $hr \approx 6{,}0\ (W\cdot m^{-2}\cdot K^{-1})$.Comme la surface Ar est difficile à déterminer, on écrit :

$$A_r = \frac{A_r}{A_d} A_d \qquad \text{Ou} \qquad \frac{A_r}{A_d}$$

Rapport entre la surface cutanée qui rayonne et la surface corporelle totale, joue le rôle d'un coefficient de forme qui vaut :

- 0,67 pour le sujet accroupi. - 0,70 pour le sujet assis. - 0,77 pour le sujet debout.

Dans l'exemple précédent, le coefficient d'échange radiatif que l'on peut appliquer si on considère le flux en fonction de la surface totale (Ad) devient, pour l'homme assis :

$$hr = 0{,}7 \times 6{,}00 \approx 4{,}2\ (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$$

Cette notion est intéressante car elle permet de voir que, globalement pour l'Homme, le coefficient d'échange radiatif est supérieur au coefficient convectif en air calme. La température moyenne de rayonnement se déduit des mesures de température de globe noir (défini dans la norme ISO 7726) Tg, de la température de l'air et de la vitesse d'air selon la formule empirique :

$$\overline{T_r} = \left[\left(T_g\right)^4 + 2.5\times10^8 V_a^{0.6} \left(T_g - T_a\right) \right]^{1/4} \quad \text{.....(II-7)}$$

Une formule simplifiée a été proposée pour une approximation de la température moyenne de rayonnement à partir des températures d'air Ta et de globe noir Tg ainsi que de la vitesse de l'air Va :

$$\overline{T_r} = T_g + 1.8\sqrt{V_a}\left(T_g - T_a\right) \quad \text{.....} \quad \text{(II-8)}$$

III.4.4 Effet de du a l'humidité

A priori, l'humidité en elle-même n'a pas beaucoup d'impact sur les échanges thermiques. Elle intervient parce que l'organisme humain a des muqueuses qui, par définition, sont toujours moites ou mouillées (lèvres, yeux, voies respiratoires). À ce niveau les échanges sont relativement faibles mais la perception des changements est grande. Au niveau cutané, par contre, la sudation, quand elle se produit, permet une déperdition calorique évaporatoire importante régie par la loi [13]:

$$E = h_e \left(p_{a_{H2O}} - P_{s_{H2O}} \right) A_e F_{pcl} \quad \text{.....(II-9)}$$

Avec :

- **E** : flux évaporatoire global.

- **he :** coefficient d'évaporation qui selon l'analogie Nusselt/Sherwood est directement proportionnel au coefficient de convection suivant la relation de Lewis (analogie entre le transfert de masse et le transfert de chaleur) :

$$h_e = kh_c \text{.....(II-10)}$$

k = 2,2($K \cdot Torr^{-1}$) ou encore 16,7 ($K \cdot kPa^{-1}$).

- $\mathbf{P_{aH2O}}$: Pression partielle de vapeur d'eau ambiante (kPa).

- $\mathbf{P_{sH2O}}$: pression saturante de vapeur d'eau à la température cutanée T_{sk} (kPa).

- **Ae** : surface d'évaporation, qui vaut : avec Ae = (Ae/Ad)*Ad.

Avec :

- **(Ae/Ad)** : pourcentage de surface mouillée encore appelé mouillure cutanée : w (pour wettedness).

- **Fpcl** : facteur qui rend compte des effets de la perméabilité du vêtement.

S'il vaut 1 le vêtement est très perméable et tout se passe comme si le sujet était nu.

S'il vaut 0 la perméabilité du vêtement est nulle et l'évaporation aussi .

III.4.5 Effet métabolique

La production de chaleur métabolique est le reflet de la vie cellulaire qui résultede la consommation d'oxygène (M_{O2}) et du dégagement du gaz carbonique (M_{CO2}) dont les quantités varient en fonction du substrat énergétique dégradé (glucides, lipides, pro-tides). En état stable, la quantité de chaleur métabolique produite se déduit de la consommation d'oxygène calculée à partir des débits d'air ventilé et de la différence de concentration entre l'air inspiré et l'air expiré. En conditions normales, lorsque l'organisme est au repos et en équilibre nutritionnel, le quotient respiratoire global de l'organisme est de 0,83. Pour une telle valeur, la consommation de chaque litre d'oxygène par heure produit en moyenne 5,57 (W). Or, l'Homme au repos consomme 0,31 (L) d'oxygène à la minute, soit 18,6 ($L.h^{-1}$)il dégage donc 104 (W) (58 $W.m^{-2}$ pour l'Homme standard de 1,8 m^2) : c'est le métabolisme de repos (sujet assis, vêtu à la thermo neutralité) correspondant à la chaleur métabolique puisque aucun travail n'est fourni à l'extérieur du corps humain.

En condition de vie au bureau, à l'école, à la maison, on estime le métabolisme non pas à partir de la consommation d'oxygène, trop complexe à obtenir, mais à partir des activitésde l'individu, de ses mouvements et du type d'activité. On considère le rendement nul, stipulant que toute l'énergie produite est dégagée sous forme de chaleur à l'intérieur du corps. Une

approximation consiste à utiliser la formule [13]:

$$M = Mb + Mp + Ma \text{..... (II-11)}$$

Avec :

- **Mb** : métabolisme de base [métabolisme minimal (homme nu allongé à la thermo neutralité hors période postprandiale)] : 45 ($W \cdot m^{-2}$).

- **Mp** : métabolisme de posture : - Assis : 10 (W/m^2).
  - Accroupi: 20 (W/m^2).
  - Début: 25 (W/m^2).
  - Début penché ou perché : 30 (W/m^2).

- **Ma** : métabolisme d'activité à déterminer à partir du tableau 6, en considérant les valeurs limites des classes lorsque l'on a du mal à décider de la classe elle-même.

Tableau III.5 : Valeurs de met pour différents activité[13]

Travail	Léger (w/m^2)	Moyen (w/m^2)	Lourd (w/m^2)
Mains	10 à 22	22 à 34	34 à 46
1 Bras	25 à 45	45 à 65	65 à 85
2 Bras	55 à 75	75 à 95	95 à 115
Corps	95 à 155	155 à 230	230 330

III.4.5 Effet vestimentaire

Les climats des régions de l'hémisphère nord ne nous permettent pas de vivre en équilibre thermique sans protection vestimentaire. Supposons en effet qu'à 21 ^oC de température ambiante en air calme, l'Homme ait une température cutanée moyenne de 33,4 ^oC. Il existerait donc un écart thermique de 12,4 K entre sa peau et l'environnement. Or, l'équilibre thermique de l'individu au repos assis suppose qu'il ne perde, par convention et rayonnement, pas plus que son métabolisme, ici de l'ordre de 44 ($W \cdot m^{-2}$) quand on a déduit, des 58 ($W \cdot m^2$) du repos, les pertes convective et évaporatoire liées à la respiration et qui représentent 14 ($W \cdot m^{-2}$). La résistance totale à produire pour ne perdre que ces 44 ($W \cdot m^{-2}$) restant à éliminer est donc de soit 0,28 ($K \cdot m^2 \cdot W^{-1}$) [13].

Cet isolement de 0,28 ($K \cdot m^2 \cdot W^{-1}$) correspond à l'isolement total It, qui est la somme de deux isolements : l'isolement de la couche limite d'air (Ia) et l'isolement vestimentaire (Icl).

La poursuite du calcul implique la connaissance des coefficients d'échange de chaleur sensible par convection et par rayonnement. En air calme, le coefficient **hco** est de 3,8 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) et le coefficient **hr** est, pour l'homme assis, de 4,2 ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) Ia vaut donc :

$$I_a = \frac{1}{h_{co} + h_r} = \frac{1}{3.8 + 4.2} = 0.125\,(\text{K. m}^2.\text{W}^{-1})$$

L'équilibre supposant une valeur de 0,28 (K·m2·W–1), on déduit que l'isolement vestimentaire nécessaire est :

$$Icl = It - Ia = 0{,}28 - 0{,}125 = 0{,}155\ (K \cdot m^2 \cdot W^{-1})$$

Cette valeur particulière **Iclo** a été définie comme valant1 « clo », isolement nécessaire au maintien de la balance thermiques de l'homme sédentaire à 21 ^{o}C en air calme.

III.6 Bilan globale

La stabilité de la température corporelle chez l'homme implique un équilibre entre la production de chaleur endogène, résultat du métabolisme de base et du travail physique et les pertes de chaleur vers le milieu extérieur.

L'équation du bilan thermique à l'équilibre s'écrit :

$$B = C_{res} + E_{res} + K + C + R + E - H \quad \text{..... (II-12)}$$

Un bilan B nul correspond à l'équilibre thermique de l'organisme humain impliquant une stabilité des températures corporelles.

Cette équation impose que la production de chaleur interne du corps (H) est, à l'équilibre thermique, compensée par les échanges de chaleur au niveau des voies respiratoires par convection (C_{res}) et évaporation (E_{res}) ainsi que par les échanges au niveau de la peau par conduction (K), convection (C), rayonnement (R) et évaporation (E) [14].

III.6.1 Echanges par convection respiratoire (C_{res})

Les échanges par convection ont lieu entre un solide et un fluide ou entre deux fluides. Au niveau respiratoire (C_{res} en $W.m^{-2}$) les échanges sont fonction du débit ventilatoire et de la différence de température entre l'air inspiré et l'air expiré [14].

$$C_{res} = 0{,}0014\ M\ (34 - t_a) \quad \text{.....(II-13)}$$

- **M** : le métabolisme en ($W.m^{-2}$).
- $\mathbf{t_a}$: est la température de l'air inspiré en (°C).

III.6.2 Echanges par évaporation respiratoire (E_{res})

En ambiance chaude, la perte de chaleur par évaporation respiratoire (E_{res} en $W.m^{-2}$) est le plus souvent minime. Toutefois, l'utilisation de protections respiratoires notamment les appareils à adduction d'air qui utilisent un air relativement sec peut augmenter très sensiblement l'évaporation par voie respiratoire [14].

En pratique, ce flux peut être estimé par l'expression proposée par FANGER (1972) :

$$E_{res} = 0{,}000017\ M\ (5867- Pa).....(II\text{-}14)$$

- $\mathbf{P_a}$ **:** est la pression saturante de vapeur d'eau (Pa).

III.7 Méthodes actuelles pour atteindre le confort thermique

Les normes et méthode actuellement en matière de confort thermique portent principalement sur les conditions de confort thermique dans des conditions stables. La plupart des études du confort thermique ont été men en laboratoire et sont basée sur des évaluations du transfert thermique entre les êtres humain et leur environnement ainsi que des conditions physiologiques requises pour un confort thermique.

Les méthodes les mieux connue et les plus largement acceptées sont l'indice de confort thermique PMV proposé par FANGER (FANGER 1972) le modèle a deux nœuds de thermorégulation humaine de J.B. Pierce, (GAGGE 1973 et GAGGE et al. 1986). Plusieurs normes de confort thermique stable ont été établies sur base de ces modèle [3].

III.7.1 Modèle de GAGGE

Pour ce modèle, GAGGE a modélisé le corps humain en deux compartiments concentriques représentant le centre du corps et la peau. Le modèle est une version simplifiée de celui développé par STOLWIJK et Hardy pour la NASA [ASHRAE Hand-book]. Contrairement au modèle statique de FANGER, ceci est un modèle dynamique qui permet de prévoir les variables physiologiques sous des conditions instationnaires. En sortie du modèle, la température cutanée et la mouillure cutanée sont utilisées pour le calcul d'un indice développé par GAGGE, le SET. Cet indice représente la température équivalente d'une enceinte isotherme à 50 % d'humidité relative, dans laquelle un sujet portant une vêture standard

échangerait la même quantité de chaleur et aurait la même réponse physiologique que dans l'enceinte réelle dans laquelle il se trouve. Cet indice est ainsi associé au confort thermique [15].

III.7.2 Modèle de FANGER

FANGER a déterminé expérimentalement les conditions physiologiques (température cutanée et sudation) nécessaires pour le confort thermique sous des conditions thermiques homogènes et stationnaires. En écrivant le bilan thermique, il a exprimé, à l'aide de l'indice PMV, la sensation thermique en fonction de l'écart du flux de chaleur cédé par le corps à l'environnement par rapport à celui qui correspondent aux conditions de confort. Le PMV exprime la sensation thermique moyenne éprouvée par un large groupe d'individus sur l'échelle de sensation thermique de l'ASHRAE [11].

-3	très froid	
-2	froid	insatisfait parce que trop froid
-1	frais	
0	confortable	satisfait
1	tiède	
2	chaud	insatisfait parce que trop chaud
3	très chaud	

La sensation thermique n'étant pas suffisante pour exprimer le confort, FANGER a proposé un autre indice qui complète le PMV. Le pourcentage prévisible d'insatisfaits, appelé PPD (Predicted Pourcentage of Dissatisfied) qui exprime la part des sujets insatisfaits dans une condition donnée [15].

III.7.3 Paramètres influant le confort thermique

En 1982, FANGER a établi une équation prédisant le PMV à partir des paramètres de confort qui sont énumérés ci-dessous [11]:

- Température de l'air..... T_a [°C] ou T_a [K].
- Température radiante moyenne..... T_{mrt} [°C] ou T_{mrt} [K].

- Vitesse relative de l'air. ..... v [m/s].
- Pression partielle de vapeur d'eau ..... p [Pa].
- Activité métabolique du sujet..... M [Watt].
- Son travail mécanique fourni. ..... W [Watt].
- Surface de peau du sujet ..... A [m^2].
- Activité spécifique du sujet ..... m = M/A [W/m^2].
- Son travail spécifique ..... w = W/A [W/m^2].
- La résistance thermique des habits..... R [m^2 K/W].
- ou l'habillement. .....[Clo] = R/0.155.
- La fraction de la surface habillée ..... fcl.

III.7.4 Calcul des indices de confort PMV et PPD

Le modèle utilisé est celui de FANGER. Ce modèle s'éclate en cinq équations suivantes [10]:

$$PMV = (0{,}303 \exp(-0{,}036.M) + 0{,}028) [M - 3{,}05.10^{-3}(5733 - 6{,}99.M - P_a) - 0{,}42 (M - 58{,}15) - 1{,}7.10^{-5} M (5867 - p_a) - 0{,}0014 M (34 - t_a) - 3{,}96.10^{-8}.f_{cl} ((t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4) + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)]$$

……..(II-15)

$$t_{cl} = 35{,}7 - 0{,}028M - 0{,}155.I_{cl} [3{,}96.10^{-8}.f_{cl} ((t_{cl} + 273)^4) + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)]$$

……. (II-16)

$$hc = \begin{cases} 12{,}1\sqrt{v} si 2{,}38(t_{cl} - t_a)^{0{,}25} <= 12{,}1\sqrt{v} \\ 2{,}38(t_{cl} - t_a)^{0{,}25} si 2{,}38(t_{cl} - t_a)^{0{,}25} > 12{,}1\sqrt{v} \end{cases}$$

……. (II-17)

$$f_{cl} = \begin{cases} 1{,}00 + 0{,}2 I_{cl} _ si _ I_{cl} <= 0{,}5 clo \\ 1{,}05 + 0{,}1 I_{cl} _ si _ I_{cl} > 0{,}5 clo \end{cases}$$

……..(II-18)

La relation entre le PPD et le PMV en suivante :

$$PPD = 1 - 0.95 \exp(-0.003353\ PMV^4 - 0.2179\ PMV \text{ .....} \quad \text{(II-19)}$$

Chapitre V :
Systèmes de Climatisation

V.1 Introduction

Un système de climatisation est l'ensemble des matériels destinés pour la distribution de l'air dans les locaux à des caractéristique aérauliques et acoustiques bien déterminées, généralement un système de climatisation est constitué par :

- Des équipements de traitement centralisé.
- Des equisetums terminaux.
- Des équipements intermédiaires et accessoires.
- Des équipements de régulation et de sécurité.

V.2 Classification des systèmes de climatisation

Les systèmes de climatisation sont classés en trois types :

-Centralisé.

-Semi-centralisé

-Décentralisé

V.2.1 système centralisé

Dans les centralises de traitement de l'air CTA, l'air conditionné est préparé dans une centrale de climatisation. La distribution de l'air se fait à l'aide d'un réseau de gaines reliantla centrale de traitement d'air à des bouches de soufflage situé à l'intérieure des locaux climatisés.

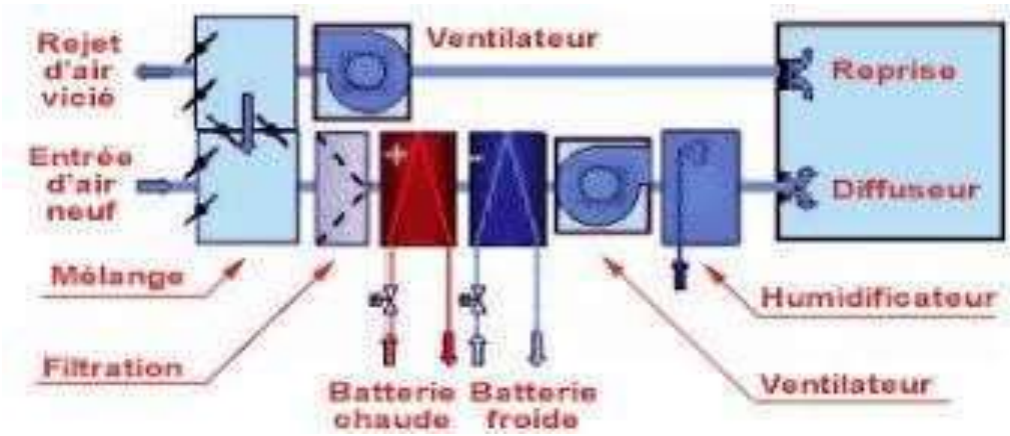


Schéma d'une centrale de traitement d'air

V.2.2 Système décentralisé

Dans ce cas, chaque pièce est équipée d'un conditionneur (climatiseur entièrement autonome) dans cette catégorie on a :

- Les climatiseurs de fenêtre
- Split system
- Les armoires de climatisation.

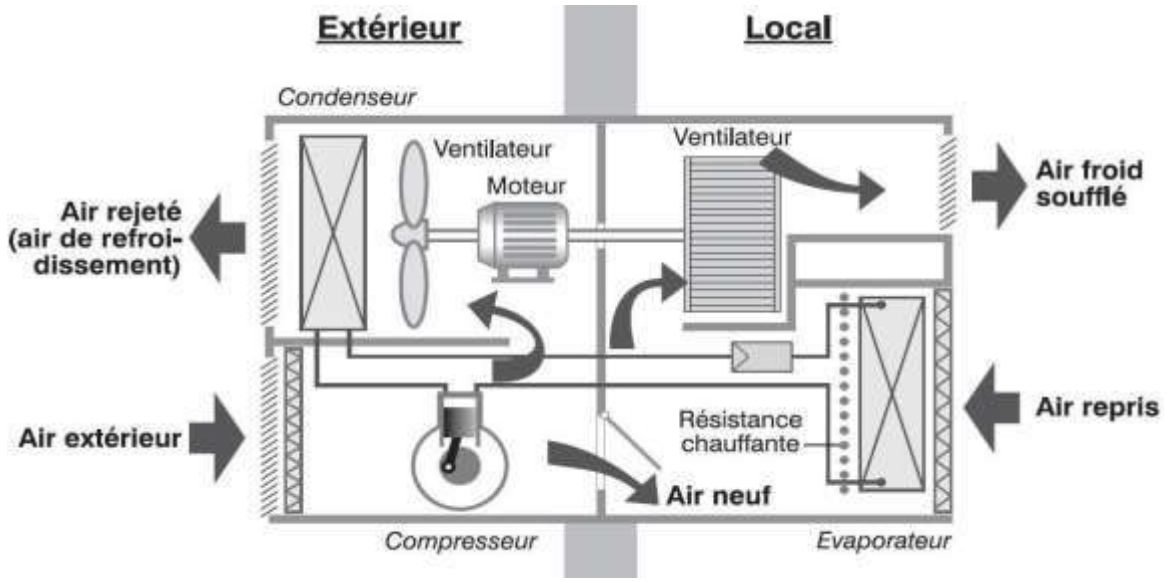
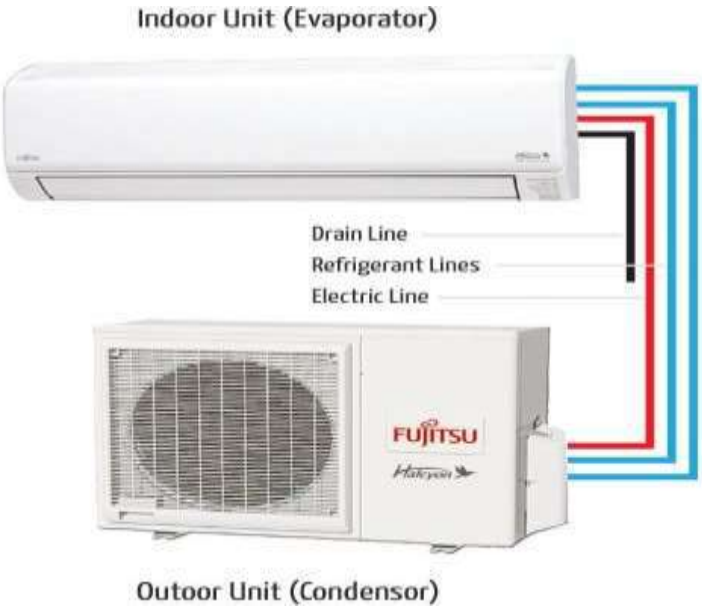
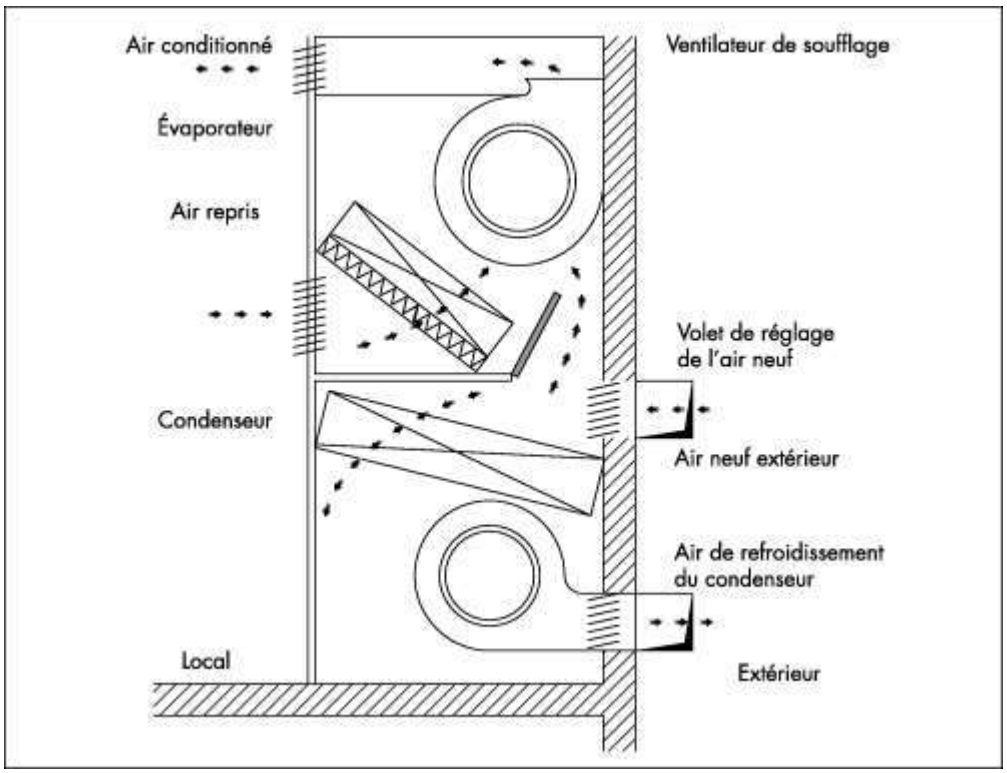


Schéma d'un climatiseur de fenêtre



Climatiseur type split system



Climatiseur type armoire de climatisation

V.2.3 Système semi-centralisé

Pour ces systèmes, la production de la chaleur et le froid est centralisée mais ils ont pour butde permettre une régulation locale. C'est-à-dire que cette régulation est effectuée au niveau des batteries dans chaque pièce. Pour ce genre de système l'air sera repris dans chaque pièces et mélange avec l'air provenant de l'extérieur. La reprise, le mélange et le traitement sont effectués dans les mêmes appareils.

Les appareils terminaux utilisés sont :

- Les éjecto-convecteurs.
- Les ventilo-convecteurs.

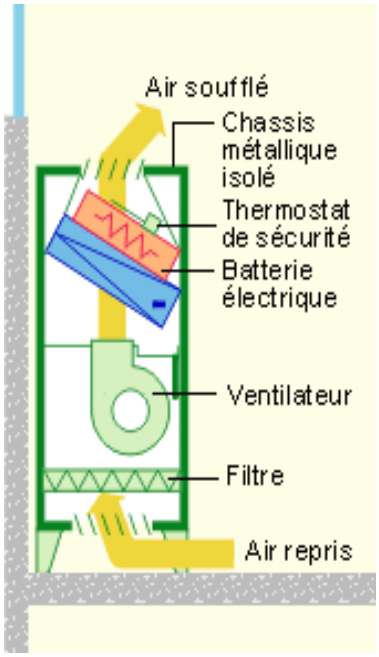
-Les ventilo convecteur

Consiste essentiellement dans le fait que les sources de chaleur ou de froid ne sont pas incorporées mais centralisées en dehors des appareils, étant reliées à ces derniers que par des tuyauteries, généralement hydrauliques « eau chaude ou froide ».

- **Caractéristiques des ventilo-convecteurs**

Un ventilo-convecteur, un élément terminal d'une installation de conditionnement d'air, estconstitué essentiellement de deux parties de base :

1. Un système d'échange thermique, comportant :
   - Soit une seul batterie.
   - Soit deux batteries distinctes.
   - Soit une batterie à détente directe.
2. Un système de pulsion d'air, constitué d'un ensemble moteur-ventilateur étantpresque toujours du type centrifuge.



Schema de principe d'un ventilo-convecteur

-Installation des ventilo-convecteurs

On distingue trois types d'installation de la ventilo-convecteur :

1. Système à deux tuyaux : Un pour l'aller et l'autre pour le retour, avec une seule batterieest alimenté selon les besoins en chauffage ou en froid par l'eau chaude ou l'eau glacée.

2. Système à trois tuyaux : Un tuyau pour l'alimentation de la batterie chaude, l'autre pourl'alimentation de la batterie froide et un retour commun.

3. Système à quatre tuyaux : Deux tuyaux aller-retour alimentent la batterie froide et deuxautres tuyaux aller-retour alimentent la batterie chaude.

Chapitre VI :
Distribution de l’air

VI.1 Introduction

Les dispositifs de diffusion de l'air font partie des éléments principaux de toute installation de ventilation et de conditionnement d'air, ils permettent de réaliser à l'intérieur du local un mélange homogène de l'air ambiant et de l'air souffle à des conditions de température et d'humidité différentes par rapport à celles du local pour que ce mélange s'effectue correctement et pour que les occupants n'éprouvent aucune gêne, il faut qu'un certain nombre de conditions soient remplies.

VI.2 Les facteurs de diffusion de l'air

VI.2.1 La vitesse de l'air ambiant

En climatisation de confort, on peut admettre dans la zone de séjour des vitesses de l'aircomprises entre « 0.1 et 0.3m/s » suivant la destination du local et l'activité des occupants.

VI.2.2 La température de l'air soufflé

Il est important que le mélange de l'air soufflé et de l'air du local conduise à une homogénéité suffisante de sensation thermique dans les différents points du local.

VI.3 Principe de calcul :

VI.3.1 Calcul du débit d'air et les paramètres de soufflage :

Dans le cas où l'installation de climatisation de fonctionne en toute saison, le calcul des débits de soufflage est déterminé pour les deux périodes « estivale et hivernale »pratiquement le régime estival donne le plus grande débit qui est la base pour le dimensionnement des appareillages.

Remarque : on remarque dans notre travails que les déperditions calorifique (période hiver) sont vraiment négligeable donc on a préféré d'empêché la climatisation pendant l'hiver.

Ces déperditions sont très faible à cause de :

- Isolation thermique des parois, construction des murs.
- Nous n'avons que deux murs en contact avec l'extérieur.
- Les charges des machines et leur dégagement de chaleur.

VI.3.2 Période estivale :

1-On fixe les paramètres climatiques intérieurs et extérieur du local.

-On détermine la pente d'évolution du processus :

$$\varepsilon = Q_{tot} / W \qquad (1)$$

Q_{tot} : Bilan

thermiqueW :

Bilan massique

- On représente cette droit « ε » sur le diagramme de l'air humide $[H - X]$.
- On fixe la température de soufflage :

$$t_s = t_i - \Delta t, \qquad \Delta t = (6 \div 8)°C \qquad (2)$$

- On tire les paramètres de soufflage à partir de diagramme $[H - X]$.
- On calcul les débits d'air :

$$V_{S1} = Q_{tot} / \rho (h_i - h_S) \qquad (3)$$

$$V_{S2} = W / \rho (X_i - X_S) \qquad (4)$$

$$V_{S3} = Q_{sens} / \rho .C_P (t_i - t_S) \qquad (5)$$

Avec:

- On calcul le débit d'air frais :

$$V_{af} = n. V \qquad (m^3/h) \qquad (6)$$

Avec :

- n : nombre d'occupant.
- V : débit recommandé
- V=20m^3/h/personne s'il y a une interdiction de fumer
- V=30m^3/h/personne s'il n'y a pas une interdiction de fumer

- On calcule le débit d'air recyclé :

$$V_r = V_S - V_{af} \qquad (m^3/h) \qquad (6)$$

- On calcul des parameters de mélange :

$$t_m = (t_i. V_r + t_e .V_{af})/ V_S \qquad (7)$$

$$h_m = (h_i. V_r + h_e. V_{af})/ V_S \qquad (8)$$

$$X_m = (X_i.V_r + X_e.V_{af})/V_S \qquad (9)$$

VI.3.3 Vérification :

$Vs3 = Qs/ (\rho.Cp(ti-ts))$ (10)

Qs : la chaleur sensible exprimée en (Kcal/h)

Cp : la chaleur massique de l'air exprimée en (Kcal/Kg.°C)

QL : la chaleur latente exprimée en (Kcal/h)

Il faut vérifier les conditions suivantes :

- L'erreur inférieur à 10% donc : Vs=Max(Vs1,Vs2,Vs3)
- Si non on va refaire les calcules

Vs : débit d'air souffle exprimée en (m^3/h)

7/- détermine le débit d'air frais «Vaf ».

$Vaf1 = n.(20 \div 30)$ (m^3/h) pour $Te \leq 26°C$

$Vaf2 = n.(15 \div 23)$ (m^3/h) pour $Te > 26°C$

N : nombre d'occupents

Il faut vérifier que :

Si $Vaf \geq 10\%$ Vs donc Vaf = Vaf1

Si non : Vaf1 = 10% Vs

8/ on détermine le débit d'air recyclé par la relation :

Vr = Vs – Vaf

VI.4 Application au projet : « pour local R002 »

VI.4.1 Calcule des débits et les paramètres de soufflage et de mélange :

Ti = 26°C → H-X → Hi = 12.6 Kcal/Kg

φi = 50% → Xi = 12.6 g/Kg

Te = 40°C → H-X → He = 12.6 Kcal/Kg

φe = 10% → Xe = 4.9 g/Kg

- **ε** = 8664.53 (Kcal/Kg)
- **Ts** = 26-8 °C

(ε) // (Ti, φi) → H-X → Xs = 10.15 g/Kg ; Ts = 18°C ; Hs = 10.4 Kcal/Kg

Vs1 = 18195.53/(1.2)(12.6-10.4) =6892 m³/h

Vs2 = 2100/(1.2)(10.4-10.15) =7000 m³/h

Vs3 = 17304.9/(1.2)(0.25)(26-18) =7210

VI.4.2 Vérification :

- Er1 (Vs1, Vs2)=1.5%
- Er2 (Vs1, Vs3)=4.4%
- Er3 (Vs2, Vs3)=2.9%
- Vs = 7210 m³/h
- Vaf 721 m³/h
- Vr= 6489 m³/h

Les résultats de projet sont résumés et classer dans le tableau suivant :

Tableau VI.1 : Diffèrent paramètres demandés pour chaque local

N° DE LOCAL	PARAMETRES INTERIEURES			PARAMETRES DE SOUFFLAGE			PARAMETRES DE MELANGE			Vs	Vaf	Vr	Qinst	Qinst
	Hi	Xi	Ti	hs	Xs	Ts	Hm	Xm	Tm					
	Kcal/kg	g/kg	°C	Kcal/kg	g/kg	°C	Kcal/kg	g/kg	°C	m^3/h	m^3/h	m^3/h	Kcal/h	kw
R001	12.6	10.4	26	10.3	9.8	18	12.6	9.85	27.4	10222	1022	9200	28212	32
R002	12.6	10.4	26	10.4	10.2	18	12.6	9.85	27.4	7210	721	6489	18169	21
R003	12.6	10.4	26	9.2	8	18	12.6	8.18	31.7	1978	800	5692	8070	9
R004	12.6	10.4	26	8	5.4	18	12.6	6.18	36.7	1826	1400	426	10078	12
R005	12.6	10.4	26	10.4	10.1	18	12.6	9.85	27.4	8030	803	7227	21199	25
R006	12.6	10.4	26	10	9.3	18	12.6	9.55	28.45	1141	200	941	3561	4
R007	12.6	10.4	26	10.4	10.1	18	12.6	9.85	27.4	814	81	733	2148	3
R008	12.6	10.4	26	10.6	10.1	18	12.6	9.74	27	798	80	710	1915	2
E101	12.6	10.4	26	10.4	9.95	18	12.6	9.85	27.4	4186	419	3767	11051	13
E102	12.6	10.4	26	10.7	10.7	18	12.6	9.85	27.4	4451	445	4006	10148	12
E103	12.6	10.4	26	10.8	10.6	18	12.6	9.85	27.4	7126	713	6414	15392	18
E104	12.6	10.4	26	9.3	8.4	18	12.6	8.5	30.8	1167	400	767	4621	5
E105	12.6	10.4	26	9.7	8.8	18	12.6	9.04	29.5	804	200	606	2805	3
E106	12.6	10.4	26	10.3	10	18	12.6	9.85	27.4	887	89	798	2448	3
E107	12.6	10.4	26	10.4	10.1	18	12.6	9.85	27.4	1167	118	1050	3081	4
E108	12.6	10.4	26	10.3	10	18	12.6	9.86	27.4	875	88	787	2415	3
E109	12.6	10.4	26	10.2	9.2	18	12.6	9.27	28.9	1556	320	1236	4481	5
E110	12.6	10.4	26	9.9	9	18	12.6	9.25	28.9	954	200	754	3091	4
E111	12.6	10.4	26	9.8	8.8	18	12.6	8.99	29.6	782	200	582	2628	3
E112	12.6	10.4	26	10.4	10.1	18	12.6	9.85	27.4	3889	389	3500	10267	12
E113	12.6	10.4	26	10.8	10.6	18	12.6	9.85	27.4	6841	684	6158	14777	17
TOTAL										66704	9372	57332	180600	210

VI.5 Réseaux Aérauliques :

Dans un système de climatisation, la réalisation d'une bonne distribution de l'air passe par une étude détaillée sur le choix des gaines et des ventilateurs utilisés, ainsi que leur installation et leur bonne condition de fonctionnement.

VI.5.1 Dimensionnements des gaines :

Le problème de dimensionnement des gaines dans une installation de climatisation revient à optimiser un système qui repose sur plusieurs paramètres, citant les plus importants :

- Minimisation des pertes de pression par frottement.
- Minimisation des coûts d'investissement du matériel.
- Minimisation du bruit produit par l'écoulement de l'air.

Une fois les débits connus, il faut alors dimensionner et concevoir la totalité du réseau aéraulique. C'est à dire ses différents éléments (ventilateur, filtre, bouches de soufflage et d'aspiration…), leurs emplacements et la manière de les connecter (formes et longueurs des gaines, les coudes, dérivations, etc.).

On peut alors dessiner le réseau aéraulique, en utilisant une représentation unifilaire en perspective axonométrique. Ce schéma doit comporter toutes les singularités telles que les coudes, les branchements...etc., auxquels on attribuera un repère. Seront indiqués le longde chaque branche le débit qui la traverse, et sur chaque partie rectiligne, la longueur séparant deux singularités.

VI.5.2 Les caractéristiques de réseau de distribution :

Les réseaux de distribution d'air en chauffage, en climatisation sont réalisés le plussouvent, en panneau de laine de verre rigide recouvert d'une feuille d'aluminium. Les conduits peuvent être isolés thermiquement à l'intérieur comme à l'extérieur les gaines rectangulaires.

Les gaines en aluminium, Tous ces conduits sont constitués de longueurs droites, de coudes, de piquages, de réductions, de changement de direction. Pour raccorder les diffuseurs d'air, les gaines peuvent être flexibles isolés ou directement avec une gaine rigide. Pour que le déplacement de l'air s'effectue dans de bonnes conditions, il faut réduire les pertes de charge c'est-à-dire les pertes de pression dues à la résistance que rencontrel'air en mouvement.

VI.6 Perte de charges :

A l'origine de pertes de charge lors du mouvement d'un liquide ou d'un gaz se trouve le processus de transformation irréversible de l'énergie mécanique du courant de fluide en chaleur. Cette transformation de l'énergie est due à la viscosité moléculaire et turbulentedu fluide en mouvement.

On distingue deux types de pertes de charge :

- Les pertes par frottement (perte de charge linéaire).
- Les pertes de charges singulières.

VI.6.1 Pertes de charge linéaires :

Les pertes de charge par frottement sont provoquées par la viscosité (autant moléculaireque turbulente) des liquides et des gaz réels ; elles prennent naissance lorsqu'il y a mouvement, et résultent d'un échange de quantité de mouvement entre les molécules (écoulement laminaire) ou entre les diverses particules (écoulement turbulent) des couches voisines du liquide ou du gaz, qui se déplacent avec des vitesses différentes. Ces pertes ont lieu sur toute la longueur de la conduite.

VI.6.2 Pertes de charges singulières :

Les pertes de charges singulières se produisent quand il y a perturbation de l'écoulement normal, d'écoulement du fluide et formation de tourbillons aux endroits où il y changement de section ou de direction de la conduite ou présence d'obstacles (entréedans la conduite, élargissement, rétrécissement, courbure et branchement, écoulement à travers les ouvertures, les grilles, les dispositifs d'obturation ou d'étranglement, filtration à travers un corps poreux, écoulement autour de divers obstacles, etc.). Dans les pertes singulières, figurent aussi les pertes de pression dues à la vitesse (pression dynamique) a la sortie de l'écoulement du réseau dans un grand espace (atmosphère).

VI.7 Equilibrage :

L'équilibrage consiste à répartir de manière équitable, selon les calculs ou les besoins, le débit global dans les différents émetteurs. En effet, un déséquilibre dans une installation engendrera des sous-débits sont rarement source de plaintes, sauf s'ils engendrent du bruit.

Afin de dimensionner notre réseau nous avons choisis le logiciel de calcul **AUTOFLUID** développé par la société **AUTODESK,** il est cependant préférable de l'utiliser conjointement avec **AutoCAD** qui permettra une saisie des réseaux simple et visuelle avec toutes les versions d'**AutoCAD.**

VI.8 Présentation du logiciel AUTOFLUID :

Il existe plusieurs façons d'utiliser ce logiciel :

- Sans **AutoCAD** de manière totalement autonome pour calculer un réseau de ventilation. Dans ce cas la saisie est manuelle avec des tableaux style Excel.
- Avec **AutoCAD**, et à ce moment l'autofluid capable d'interpréter le dessin est faireles calculs aérauliques complets. Pour notre étude nous avons choisi cette méthode pour dimensionne nos réseaux après les avoir dessinés sur AUTOCAD pour le calcul des caractéristiques du réseau (débit, vitesse, perte de charge…etc.)

VI.8.1 Propriétés calculées avec AUTOFLUID :

Cela nous permet de :

- Calculer le débit dans chaque tronçon.
- Déterminer la section de chaque tronçon par rapport au débit maximum. Si nécessaire les sections peuvent être imposées, (circulaires, rectangulaires ou oblongues (ovales)).
- Déterminer la section de chaque tronçon peut-être calculée avec la méthode des regains statique pour les réseaux de soufflage.
- Calculer les pertes de charge du réseau.

- Dimensionnement n'importe quelle réseaux (aéraulique, hydraulique, désenfumage).

Nous allons faire un tour global du principal bar d'outillés de l'autofluid et leur fonction :

Avant commencé a dessiné votre réseau aéraulique il faut d'abord sélectionne les bars d'outil concerne (outils → toolbars → autofluid) :

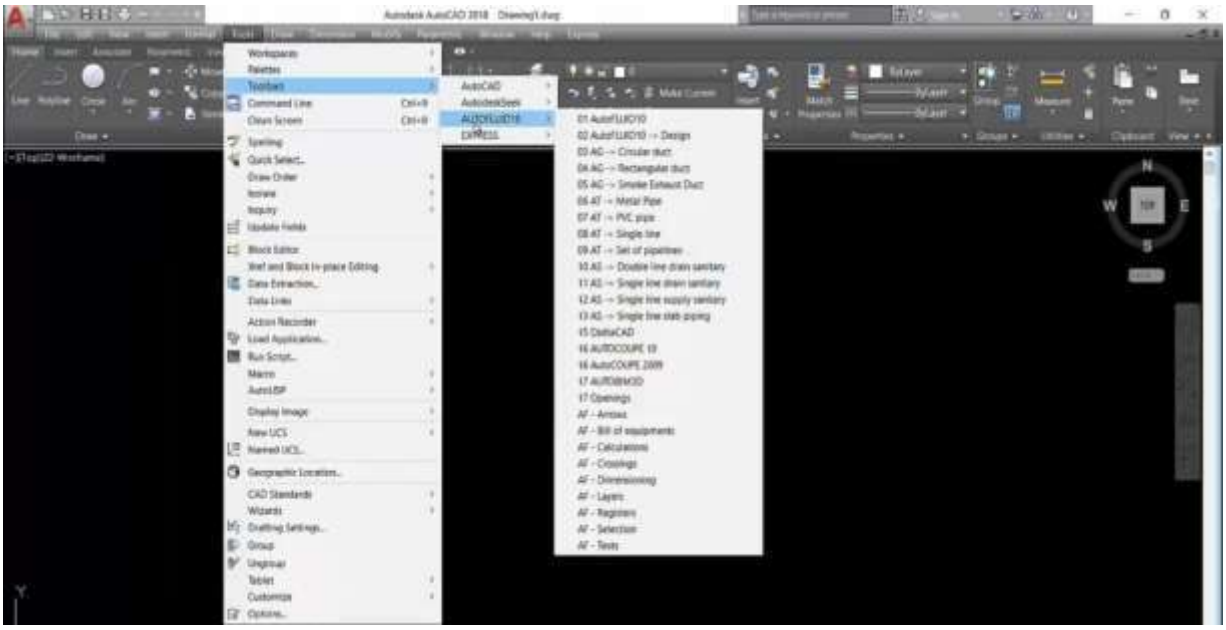


Figure 16 : interface du logiciel AutoCad.

Voilà quelques bars qui ont été choisie :

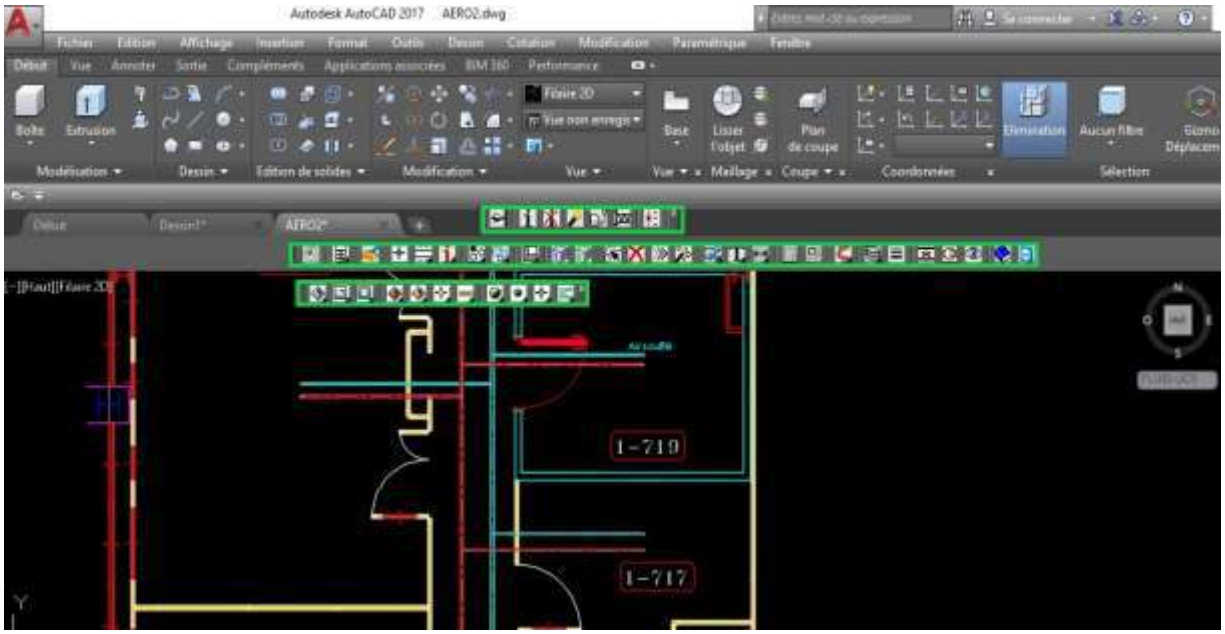


Figure 17 : Barre d'outils.

Concernons le tracé du réseau, voilà la barre d'outils qui contient tous les routages il existe 6 routage bifilaire (gain circulaire, rectangulaire gain de désenfumage tube métal, pvc, canalisation gravitaire) :

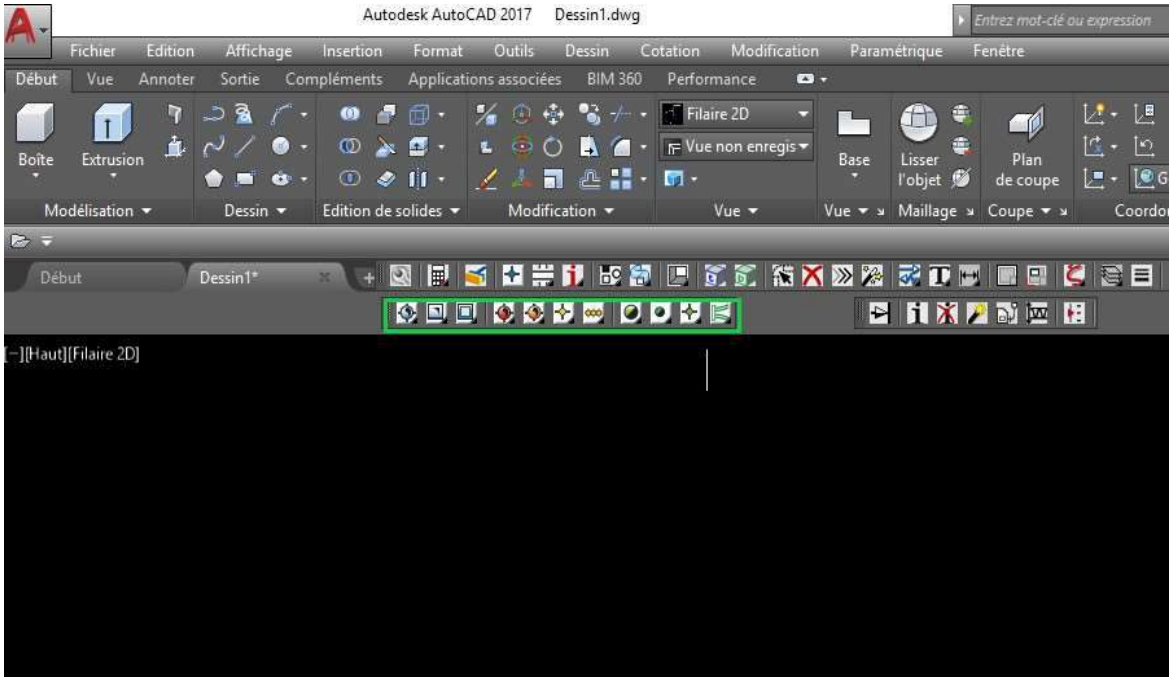


Figure 18 : la barre concerne.

Une fois qui vous avez sélectionné la barre de travaille on passe au choix d'unité et le type d'aire (extrait, soufflé neuf…etc.) de notre gain :

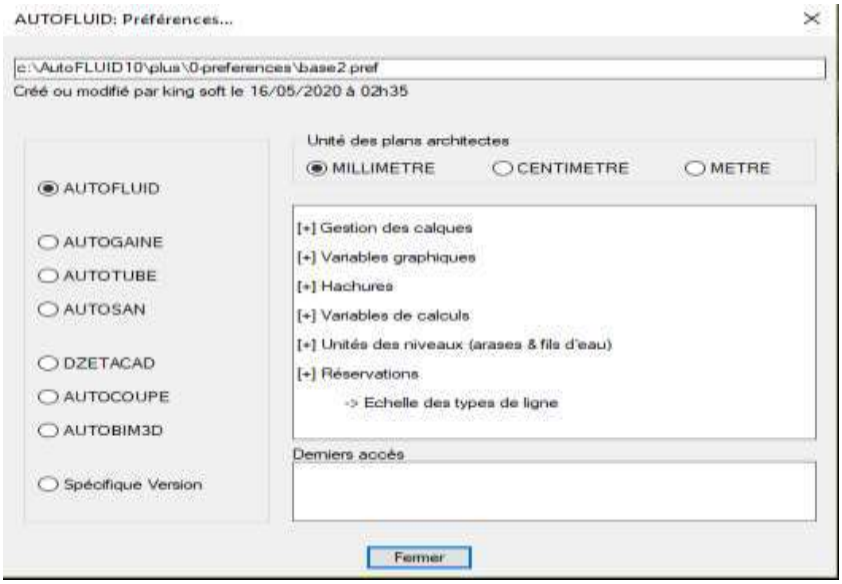


Figure 19 : choix d'unité.

A la fin et avant commence à dessine préciser le diamètre (cas circulaire) ou bien lesdimensions (cas rectangulaire) :

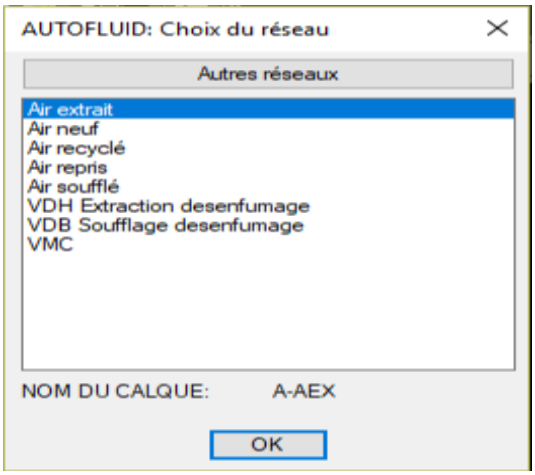


Figure 20 : l'aire choisie.



Figure 21 : choix d'un diamètre.

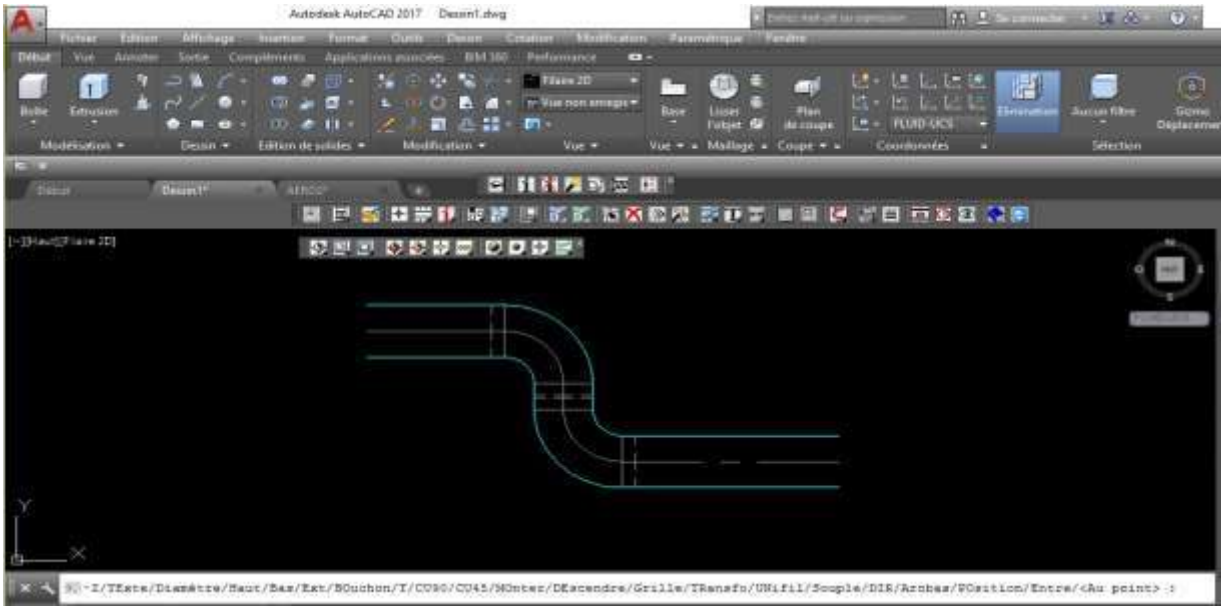


Figure 22 : traçage de réseau.

VI.8.2 Résultats de calcul :

TableauVI.2 Pour le réseau de soufflage RDC

Repère	Nom	Débit	Section	Diamètre hydraulique	Surface	Vitesse	Longueur	Coefficient J	Dzéta	rhô.V2/2	Pertes de charges			
											Linéaires	Singulières	Total	Cumul
-	-	m^3/h	mm	mm	m^2	m/s	m	Pa/m	Coef	-	Pa	Pa	Pa	Pa
RDC														
A	CONDUIT	32 020	1500x1575	1 537	2,36	3,76	0,25	0,1			0,0	0,0	0,0	0,0
B	COUDE	32 020	1500x1575	1 537	2,36	3,76			0,548	8,50	0,0	4,7	4,7	4,7
C	CONDUIT	32 020	1500x1575	1 537	2,36	3,76	0,26	0,1			0,0	0,0	0,0	4,7
D	TES(Piquage)	16 215	1000x1200	1 091	1,20	3,75			1,306	8,40	0,0	11,0	11,0	15,7
E	CONDUIT	15 805	1000x1175	1 080	1,18	3,74	4,38	0,2			0,9	0,0	0,9	16,6
F	COUDE	15 805	1000x1175	1 080	1,18	3,74			0,828	8,40	0,0	7,0	7,0	23,5
G	CONDUIT	15 805	1000x1175	1 080	1,18	3,74	23,24	0,2			4,6	0,0	4,6	28,1
H	COUDE	15 805	1000x1175	1 080	1,18	3,74			0,828	8,40	0,0	7,0	7,0	35,1
I	CONDUIT	15 805	1000x1175	1 080	1,18	3,74	6,57	0,2			1,3	0,0	1,3	36,3
J	TES(Piquage)	659	200x250	222	0,05	3,66			1,342	8,00	0,0	10,7	10,7	47,1
K	CONDUIT	659	200x250	222	0,05	3,66	1,27	1,3			1,7	0,0	1,7	48,8
L	COUDE	659	200x250	222	0,05	3,66			0,199	8,00	0,0	1,6	1,6	50,3
M	CONDUIT	659	200x250	222	0,05	3,66	3,21	1,3			4,2	0,0	4,2	54,6
N	TES(Piquage)	659	200x250	222	0,05	3,66			1,342	8,00	0,0	10,7	10,7	65,3
O	CONDUIT	15 146	1000x1125	1 059	1,13	3,74	0,90	0,2			0,2	0,0	0,2	65,5
P	TES(Piquage)	14 487	1000x1075	1 036	1,08	3,74			-0,077	8,40	0,0	-0,7	-0,7	64,9
Q	CONDUIT	14 487	1000x1075	1 036	1,08	3,74	4,78	0,2			1,0	0,0	1,0	65,8
R	TES(Piquage)	659	200x250	222	0,05	3,66			1,045	8,00	0,0	8,4	8,4	74,2
S	CONDUIT	659	200x250	222	0,05	3,66	0,44	1,3			0,6	0,0	0,6	74,8
T	TES(Piquage)	659	200x250	222	0,05	3,66			1,045	8,00	0,0	8,4	8,4	83,1
U	CONDUIT	659	200x250	222	0,05	3,66	0,66	1,3			0,9	0,0	0,9	84,0
V	COUDE	659	200x250	222	0,05	3,66			0,199	8,00	0,0	1,6	1,6	85,6
W	CONDUIT	659	200x250	222	0,05	3,66	3,03	1,3			4,0	0,0	4,0	89,6
X	TES(Piquage)	14 487	1000x1075	1 036	1,08	3,74			-0,077	8,40	0,0	-0,7	-0,7	89,0
Y	CONDUIT	13 828	1000x1025	1 012	1,03	3,75	3,54	0,2			0,7	0,0	0,7	89,7
Z	TES(Piquage)	3 605	500x525	512	0,26	3,81			1,265	8,70	0,0	11,0	11,0	100,7
AA	CONDUIT	10 223	900x850	874	0,77	3,71	3,35	0,2			0,8	0,0	0,8	101,5
AB	TES(Piquage)	3 408	500x500	500	0,25	3,79			0,961	8,60	0,0	8,3	8,3	109,8
AC	CONDUIT	3 408	500x500	500	0,25	3,79	1,25	0,5			0,6	0,0	0,6	110,4
AD	TES(Piquage)	3 408	500x500	500	0,25	3,79			0,961	8,60	0,0	8,3	8,3	118,7
AE	CONDUIT	6 815	700x725	712	0,51	3,73	5,29	0,3			1,7	0,0	1,7	120,4
AF	TES(Piquage)	3 407	500x500	500	0,25	3,79			0,961	8,60	0,0	8,3	8,3	128,7
AG	CONDUIT	3 407	500x500	500	0,25	3,79	1,33	0,5			0,7	0,0	0,7	129,3
AH	TES(Piquage)	3 407	500x500	500	0,25	3,79			0,961	8,60	0,0	8,3	8,3	137,6
AI	CONDUIT	3 408	500x500	500	0,25	3,79	9,81	0,5			5,0	0,0	5,0	142,6
AJ	TES(Piquage)	3 407	500x500	500	0,25	3,79			0,961	8,60	0,0	8,3	8,3	150,9

AK	CONDUIT	3 605	500x525	512	0,26	3,81	6,35	0,5			3,2	0,0	3,2	154,0
AL	TES(Piquage)	1 803	400x325	359	0,13	3,85			1,280	8,90	0,0	11,4	11,4	165,4
AM	CONDUIT	1 803	400x325	359	0,13	3,85	3,00	0,8			2,4	0,0	2,4	167,8
AN	TES(Piquage)	1 803	400x325	359	0,13	3,85			1,280	8,90	0,0	11,4	11,4	179,2
AO	CONDUIT	1 802	400x325	359	0,13	3,85	10,21	0,8			8,2	0,0	8,2	187,4
AP	TES(Piquage)	1 803	400x325	359	0,13	3,85			1,280	8,90	0,0	11,4	11,4	198,8
AQ	CONDUIT	16 215	300x400	343	0,12	37,53	0,15	69,5			10,5	0,0	10,5	209,3
AR	REDUCTION	16 215	1000x1175	1 080	1,18	3,83			0,008	8,40	0,0	0,1	0,1	209,4
AS	CONDUIT	16 215	1000x1200	1 091	1,20	3,75	1,65	0,2			0,3	0,0	0,3	209,7
AT	TES(Piquage)	3 667	500x550	524	0,28	3,70			1,327	8,20	0,0	10,9	10,9	220,6
AU	CONDUIT	12 548	1000x925	961	0,93	3,77	5,72	0,2			1,3	0,0	1,3	221,9
AV	COUDE	12 548	1000x925	961	0,93	3,77			0,656	8,50	0,0	5,6	5,6	227,5
AW	CONDUIT	12 548	1000x925	961	0,93	3,77	2,37	0,2			0,5	0,0	0,5	228,0
AX	TES(Piquage)	1 802	400x325	359	0,13	3,85			0,958	8,90	0,0	8,5	8,5	236,5
AY	CONDUIT	1 802	325x400	359	0,13	3,85	4,69	0,8			3,8	0,0	3,8	240,3
AZ	COUDE	1 802	400x325	359	0,13	3,85			0,294	8,90	0,0	2,6	2,6	242,9
BA	CONDUIT	1 802	400x325	359	0,13	3,85	0,80	0,8			0,6	0,0	0,6	243,6
BB	TES(Piquage)	1 802	400x325	359	0,13	3,85			0,958	8,90	0,0	8,5	8,5	252,1
BC	CONDUIT	10 746	900x875	887	0,79	3,79	0,95	0,3			0,2	0,0	0,2	252,3
BD	TES(Piquage)	913	300x225	257	0,07	3,76			1,018	8,50	0,0	8,7	8,7	261,0
BE	CONDUIT	913	300x225	257	0,07	3,76	1,50	1,2			1,8	0,0	1,8	262,7
BF	TES(Piquage)	913	300x225	257	0,07	3,76			1,018	8,50	0,0	8,7	8,7	271,4
BG	CONDUIT	9 833	900x800	847	0,72	3,79	4,43	0,3			1,2	0,0	1,2	272,6
BH	TES(Piquage)	1 802	400x325	359	0,13	3,85			1,271	8,90	0,0	11,3	11,3	283,9
BI	CONDUIT	1 802	325x400	359	0,13	3,85	2,82	0,8			2,3	0,0	2,3	286,2
BJ	COUDE	1 802	325x400	359	0,13	3,85			0,351	8,90	0,0	3,1	3,1	289,3
BK	CONDUIT	1 802	400x325	359	0,13	3,85	1,55	0,8			1,2	0,0	1,2	290,5
BL	TES(Piquage)	1 802	400x325	359	0,13	3,85			1,271	8,90	0,0	11,3	11,3	301,8
BM	CONDUIT	8 031	800x750	774	0,60	3,72	11,28	0,3			3,3	0,0	3,3	305,1
BN	COUDE	8 031	800x750	774	0,60	3,72			0,580	8,30	0,0	4,8	4,8	309,9
BO	CONDUIT	8 031	800x750	774	0,60	3,72	1,28	0,3			0,4	0,0	0,4	310,3
BP	TES(Piquage)	4 015	500x600	545	0,30	3,72			1,000	8,30	0,0	8,3	8,3	318,6
BQ	CONDUIT	4 015	500x600	545	0,30	3,72	1,06	0,4			0,5	0,0	0,5	319,1
BR	TES(Piquage)	4 015	500x600	545	0,30	3,72			1,000	8,30	0,0	8,3	8,3	327,4
BS	CONDUIT	4 016	600x500	545	0,30	3,72	4,63	0,4			2,1	0,0	2,1	329,4
BT	COUDE	4 016	500x600	545	0,30	3,72			0,521	8,30	0,0	4,3	4,3	333,8
BU	CONDUIT	4 016	500x600	545	0,30	3,72	4,35	0,4			1,9	0,0	1,9	335,7
BV	COUDE	4 016	500x600	545	0,30	3,72			0,521	8,30	0,0	4,3	4,3	340,0
BW	CONDUIT	4 016	500x600	545	0,30	3,72	1,76	0,4			0,8	0,0	0,8	340,8
BX	TES(Piquage)	4 015	500x600	545	0,30	3,72			1,000	8,30	0,0	8,3	8,3	349,1
BY	CONDUIT	3 667	500x550	524	0,28	3,70	1,58	0,5			0,7	0,0	0,7	349,9
BZ	TES(Piquage)	913	300x225	257	0,07	3,76			1,292	8,50	0,0	11,0	11,0	360,8
CA	CONDUIT	913	300x225	257	0,07	3,76	3,64	1,2			4,3	0,0	4,3	365,1
CB	TES(Piquage)	913	300x225	257	0,07	3,76			1,292	8,50	0,0	11,0	11,0	376,1
CC	CONDUIT	2 754	500x400	444	0,20	3,83	1,61	0,6			1,0	0,0	1,0	377,1
CD	COUDE	2 754	500x400	444	0,20	3,83			0,354	8,80	0,0	3,1	3,1	380,2
CE	CONDUIT	2 754	500x400	444	0,20	3,83	0,94	0,6			0,6	0,0	0,6	380,8

CF	COUDE	2 754	500x400	444	0,20	3,83			0,354	8,80	0,0	3,1	3,1	383,9
CG	CONDUIT	2 754	500x400	444	0,20	3,83	0,40	0,6			0,2	0,0	0,2	384,1
CH	TES(Piquage)	814	200x300	240	0,06	3,77			1,129	8,50	0,0	9,6	9,6	393,7
CI	CONDUIT	814	200x300	240	0,06	3,77	0,99	1,3			1,3	0,0	1,3	395,1
CJ	COUDE	814	200x300	240	0,06	3,77			0,228	8,50	0,0	1,9	1,9	397,0
CK	CONDUIT	814	200x300	240	0,06	3,77	1,44	1,3			1,9	0,0	1,9	398,9
CL	TES(Piquage)	814	200x300	240	0,06	3,77			1,129	8,50	0,0	9,6	9,6	408,5
CM	CONDUIT	1 940	400x375	387	0,15	3,59	2,92	0,6			1,8	0,0	1,8	410,4
CN	TES(Piquage)	798	200x300	240	0,06	3,69			1,046	8,20	0,0	8,6	8,6	418,9
CO	CONDUIT	798	200x300	240	0,06	3,69	1,35	1,3			1,7	0,0	1,7	420,7
CP	TES(Piquage)	798	200x300	240	0,06	3,69			1,046	8,20	0,0	8,6	8,6	429,2
CQ	CONDUIT	1 142	300x275	287	0,08	3,85	1,33	1,0			1,4	0,0	1,4	430,6
CR	COUDE	1 142	300x275	287	0,08	3,85			0,246	8,90	0,0	2,2	2,2	432,8
CS	CONDUIT	1 142	300x275	287	0,08	3,85	1,03	1,0			1,1	0,0	1,1	433,9
CT	COUDE	1 142	300x275	287	0,08	3,85			0,246	8,90	0,0	2,2	2,2	436,1
CU	CONDUIT	1 142	300x275	287	0,08	3,85	0,94	1,0			1,0	0,0	1,0	437,0
CV	GRILLE	1 142	300x275	287	0,08	3,85			1,030	8,90	0,0	9,2	9,2	**446,2**

TABLEAU VI.3 : Réseau de soufflage Etage 01

Repère	Nom	Débit	Section	D	S	V	L	J	Dzêta	rhô.V2/2	Pertes de charges			
											Linéaires	Singulières	Total	Cumul
-	-	m^3/h	mm	Mm	m^2	m/s	M	Pa/m	Coef	-	Pa	Pa	Pa	Pa
ETAGE 01														
A	CONDUIT	34 688	1500x1725	1 605	2,59	3,72	0,25	0,1			0,0	0,0	0,0	0,0
B	COUDE	34 688	1500x1725	1 605	2,59	3,72			0,610	8,30	0,0	5,1	5,1	5,1
C	CONDUIT	34 688	1500x1725	1 605	2,59	3,72	0,26	0,1			0,0	0,0	0,0	5,1
D	TES(Piquage)	14 560	1000x1075	1 036	1,08	3,76			1,280	8,50	0,0	10,9	10,9	16,0
E	CONDUIT	14 560	1000x1075	343	0,12	3,76	0,15	56,2			8,5	0,0	8,5	24,5
F	REDUCTION	14 560	1000x1075	1 036	1,08	3,76			0,069	8,50	0,0	0,6	0,6	25,1
G	CONDUIT	14 560	1000x1075	1 036	1,08	3,76	1,65	0,2			0,3	0,0	0,3	25,4
H	TES(Piquage)	4 843	600x600	600	0,36	3,74			1,314	8,40	0,0	11,0	11,0	36,5
I	CONDUIT	9 717	800x900	847	0,72	3,75	5,72	0,3			1,5	0,0	1,5	38,0
J	COUDE	9 717	800x900	847	0,72	3,75			0,701	8,40	0,0	5,9	5,9	43,9
K	CONDUIT	9 717	800x900	847	0,72	3,75	2,37	0,3			0,6	0,0	0,6	44,5
L	TES(Piquage)	1 047	300x250	273	0,08	3,88			0,935	9,00	0,0	8,4	8,4	52,9
M	CONDUIT	1 047	300x250	273	0,08	3,88	4,69	1,1			5,3	0,0	5,3	58,2
N	COUDE	1 047	300x250	273	0,08	3,88			0,222	9,00	0,0	2,0	2,0	60,2
O	CONDUIT	1 047	300x250	273	0,08	3,88	0,80	1,1			0,9	0,0	0,9	61,1
P	TES(Piquage)	1 047	300x250	273	0,08	3,88			0,935	9,00	0,0	8,4	8,4	69,5
Q	CONDUIT	8 670	800x800	800	0,64	3,76	0,95	0,3			0,3	0,0	0,3	69,8
R	TES(Piquage)	782	300x200	240	0,06	3,62			1,080	7,90	0,0	8,5	8,5	78,3
S	CONDUIT	782	300x200	240	0,06	3,62	1,50	1,2			1,9	0,0	1,9	80,2
T	TES(Piquage)	782	300x200	240	0,06	3,62			1,080	7,90	0,0	8,5	8,5	88,7
U	CONDUIT	7 888	700x825	757	0,58	3,79	4,43	0,3			1,4	0,0	1,4	90,1
V	TES(Piquage)	6 841	700x725	712	0,51	3,74			1,327	8,40	0,0	11,1	11,1	101,2
W	CONDUIT	1 047	300x250	273	0,08	3,88	2,82	1,1			3,2	0,0	3,2	104,4
X	COUDE	1 047	300x250	273	0,08	3,88			0,222	9,00	0,0	2,0	2,0	106,4
Y	CONDUIT	1 047	300x250	273	0,08	3,88	1,55	1,1			1,8	0,0	1,8	108,2
Z	TES(Piquage)	6 841	700x725	712	0,51	3,74			1,327	8,40	0,0	11,1	11,1	119,3
AA	CONDUIT	6 841	700x725	712	0,51	3,74	11,28	0,3			3,6	0,0	3,6	123,0
AB	COUDE	6 841	700x725	712	0,51	3,74			0,592	8,40	0,0	5,0	5,0	128,0
AC	CONDUIT	6 841	700x725	712	0,51	3,74	1,28	0,3			0,4	0,0	0,4	128,4
AD	TES(Piquage)	3 420	500x500	500	0,25	3,80			1,327	8,70	0,0	11,5	11,5	139,9
AE	CONDUIT	3 421	500x500	500	0,25	3,80	4,63	0,5			2,4	0,0	2,4	142,3
AF	COUDE	3 421	500x500	500	0,25	3,80			0,440	8,70	0,0	3,8	3,8	146,1
AG	CONDUIT	3 421	500x500	500	0,25	3,80	4,35	0,5			2,2	0,0	2,2	148,3
AH	COUDE	3 421	500x500	500	0,25	3,80			0,440	8,70	0,0	3,8	3,8	152,2
AI	CONDUIT	3 421	500x500	500	0,25	3,80	1,76	0,5			0,9	0,0	0,9	153,1
AJ	TES(Piquage)	3 420	500x500	500	0,25	3,80			1,327	8,70	0,0	11,5	11,5	164,6
AK	CONDUIT	3 420	500x500	500	0,25	3,80	1,06	0,5			0,5	0,0	0,5	165,1
AL	TES(Piquage)	3 420	500x500	500	0,25	3,80			1,327	8,70	0,0	11,5	11,5	176,7

AM	CONDUIT	4 843	600x600	600	0,36	3,74	1,58	0,4			0,6	0,0	0,6	177,3
AN	TES(Piquage)	954	200x350	255	0,07	3,79			0,974	8,60	0,0	8,4	8,4	185,7
AO	CONDUIT	954	200x350	255	0,07	3,79	3,64	1,3			4,9	0,0	4,9	190,6
AP	TES(Piquage)	954	200x350	255	0,07	3,79			0,974	8,60	0,0	8,4	8,4	199,0
AQ	CONDUIT	3 889	500x575	535	0,29	3,76	1,61	0,5			0,7	0,0	0,7	199,7
AR	COUDE	3 889	500x575	535	0,29	3,76			0,493	8,50	0,0	4,2	4,2	203,9
AS	CONDUIT	3 889	500x575	535	0,29	3,76	0,94	0,5			0,4	0,0	0,4	204,3
AT	COUDE	3 889	500x575	535	0,29	3,76			0,493	8,50	0,0	4,2	4,2	208,5
AU	CONDUIT	3 889	500x575	535	0,29	3,76	0,40	0,5			0,2	0,0	0,2	208,7
AV	TES(Piquage)	1 269	300x325	312	0,10	3,62			1,080	7,80	0,0	8,4	8,4	217,1
AW	CONDUIT	1 269	300x325	312	0,10	3,62	0,99	0,8			0,8	0,0	0,8	218,0
AX	COUDE	1 269	300x325	312	0,10	3,62			0,292	7,80	0,0	2,3	2,3	220,2
AY	CONDUIT	1 269	300x325	312	0,10	3,62	1,44	0,8			1,2	0,0	1,2	221,4
AZ	TES(Piquage)	1 269	300x325	312	0,10	3,62			1,080	7,80	0,0	8,4	8,4	229,9
BA	CONDUIT	2 620	400x475	434	0,19	3,83	3,43	0,6			2,1	0,0	2,1	232,0
BB	TES(Piquage)	1 310	300x325	312	0,10	3,73			1,211	8,30	0,0	10,1	10,1	242,1
BC	CONDUIT	1 310	300x325	312	0,10	3,73	0,94	0,9			0,8	0,0	0,8	242,9
BD	COUDE	1 310	300x325	312	0,10	3,73			0,292	8,30	0,0	2,4	2,4	245,3
BE	CONDUIT	1 310	200x400	267	0,08	4,55	1,03	1,9			2,0	0,0	2,0	247,3
BF	COUDE	1 310	300x325	312	0,10	3,73			0,292	8,30	0,0	2,4	2,4	249,7
BG	CONDUIT	1 310	300x325	312	0,10	3,73	0,82	0,9			0,7	0,0	0,7	250,4
BH	TES(Piquage)	1 310	300x325	312	0,10	3,73			1,211	8,30	0,0	10,1	10,1	260,5
BI	CONDUIT	1 310	300x325	312	0,10	3,73	2,29	0,9			2,0	0,0	2,0	262,5
BJ	TES(Piquage)	1 310	300x325	312	0,10	3,73			1,211	8,30	0,0	10,1	10,1	272,6
BK	CONDUIT	20 128	1000x1500	1 200	1,50	3,73	4,38	0,2			0,8	0,0	0,8	273,4
BL	COUDE	20 128	1000x1500	1 200	1,50	3,73			0,985	8,30	0,0	8,2	8,2	281,6
BM	CONDUIT	20 128	1000x1500	1 200	1,50	3,73	4,84	0,2			0,9	0,0	0,9	282,4
BN	TES(Piquage)	778	200x300	240	0,06	3,60			1,071	7,80	0,0	8,4	8,4	290,8
BO	CONDUIT	778	200x300	240	0,06	3,60	3,56	1,2			4,4	0,0	4,4	295,2
BP	TES(Piquage)	778	200x300	240	0,06	3,60			1,071	7,80	0,0	8,4	8,4	303,5
BQ	CONDUIT	19 350	1000x1450	1 184	1,45	3,71	2,83	0,2			0,5	0,0	0,5	304,0
BR	TES(Piquage)	778	200x300	240	0,06	3,60			1,223	7,80	0,0	9,5	9,5	313,6
BS	CONDUIT	778	200x300	240	0,06	3,60	0,34	1,2			0,4	0,0	0,4	314,0
BT	TES(Piquage)	778	200x300	240	0,06	3,60			1,223	7,80	0,0	9,5	9,5	323,5
BU	CONDUIT	18 572	1000x1375	1 158	1,38	3,75	4,69	0,2			0,9	0,0	0,9	324,4
BV	TES(Piquage)	875	200x325	248	0,07	3,74			1,007	8,40	0,0	8,5	8,5	332,9
BW	CONDUIT	875	200x325	248	0,07	3,74	0,48	1,3			0,6	0,0	0,6	333,5
BX	TES(Piquage)	875	200x325	248	0,07	3,74			1,007	8,40	0,0	8,5	8,5	342,0
BY	CONDUIT	17 697	1000x1325	1 140	1,33	3,71	3,91	0,2			0,7	0,0	0,7	342,7
BZ	TES(Piquage)	584	200x225	212	0,05	3,60			1,059	7,80	0,0	8,3	8,3	351,0
CA	CONDUIT	584	200x225	212	0,05	3,60	0,31	1,3			0,4	0,0	0,4	351,4
CB	TES(Piquage)	584	200x225	212	0,05	3,60			1,059	7,80	0,0	8,3	8,3	359,6
CC	CONDUIT	17 113	1000x1275	1 121	1,28	3,73	3,84	0,2			0,7	0,0	0,7	360,4
CD	TES(Piquage)	583	200x225	212	0,05	3,60			1,073	7,80	0,0	8,4	8,4	368,7
CE	CONDUIT	584	200x225	212	0,05	3,60	0,43	1,3			0,6	0,0	0,6	369,3
CF	TES(Piquage)	583	200x225	212	0,05	3,60			1,073	7,80	0,0	8,4	8,4	377,7
CG	CONDUIT	16 530	1000x1225	1 101	1,23	3,75	2,63	0,2			0,5	0,0	0,5	378,2

CH	COUDE	16 530	1000x1225	1 101	1,23	3,75			0,862	8,40	0,0	7,2	7,2	385,4
CI	CONDUIT	16 530	1000x1225	1 101	1,23	3,75	2,92	0,2			0,6	0,0	0,6	386,0
CJ	TES(Piquage)	887	200x325	248	0,07	3,79			0,978	8,60	0,0	8,4	8,4	394,4
CK	CONDUIT	887	200x325	248	0,07	3,79	2,58	1,3			3,5	0,0	3,5	397,9
CL	TES(Piquage)	887	200x325	248	0,07	3,79			0,978	8,60	0,0	8,4	8,4	406,3
CM	CONDUIT	15 643	1000x1150	1 070	1,15	3,78	3,55	0,2			0,7	0,0	0,7	407,0
CN	TES(Piquage)	806	200x300	240	0,06	3,73			1,325	8,30	0,0	11,0	11,0	418,0
CO	CONDUIT	806	200x300	240	0,06	3,73	1,13	1,3			1,5	0,0	1,5	419,5
CP	COUDE	806	200x300	240	0,06	3,73			0,228	8,30	0,0	1,9	1,9	421,4
CQ	CONDUIT	806	200x300	240	0,06	3,73	3,21	1,3			4,2	0,0	4,2	425,6
CR	TES(Piquage)	806	200x300	240	0,06	3,73			1,325	8,30	0,0	11,0	11,0	436,6
CS	CONDUIT	14 837	1000x1100	1 048	1,10	3,75	0,97	0,2			0,2	0,0	0,2	436,8
CT	TES(Piquage)	14 253	1000x1050	1 024	1,05	3,77			-0,075	8,50	0,0	-0,6	-0,6	436,2
CU	CONDUIT	584	200x225	212	0,05	3,60	0,66	1,3			0,9	0,0	0,9	437,1
CV	COUDE	584	200x225	212	0,05	3,60			0,200	7,80	0,0	1,6	1,6	438,6
CW	CONDUIT	584	200x225	212	0,05	3,60	2,97	1,3			4,0	0,0	4,0	442,6
CX	TES(Piquage)	14 253	1000x1050	1 024	1,05	3,77			-0,075	8,50	0,0	-0,6	-0,6	442,0
CY	CONDUIT	14 253	1000x1050	1 024	1,05	3,77	4,78	0,2			1,0	0,0	1,0	443,0
CZ	TES(Piquage)	583	200x225	212	0,05	3,60			1,098	7,80	0,0	8,6	8,6	451,5
DA	CONDUIT	583	200x225	212	0,05	3,60	0,44	1,3			0,6	0,0	0,6	452,1
DB	TES(Piquage)	583	200x225	212	0,05	3,60			1,098	7,80	0,0	8,6	8,6	460,7
DC	CONDUIT	13 670	1000x1000	1 000	1,00	3,80	3,54	0,2			0,8	0,0	0,8	461,5
DD	TES(Piquage)	2 093	400x375	387	0,15	3,88			1,260	9,00	0,0	11,3	11,3	472,8
DE	CONDUIT	11 577	900x950	924	0,86	3,76	3,29	0,2			0,8	0,0	0,8	473,6
DF	TES(Piquage)	3 563	500x525	512	0,26	3,77			0,995	8,50	0,0	8,5	8,5	482,0
DG	CONDUIT	8 014	800x750	774	0,60	3,71	5,29	0,3			1,5	0,0	1,5	483,6
DH	TES(Piquage)	3 563	500x525	512	0,26	3,77			0,995	8,50	0,0	8,5	8,5	492,0
DI	CONDUIT	3 563	500x525	512	0,26	3,77	1,25	0,5			0,6	0,0	0,6	492,6
DJ	TES(Piquage)	3 563	500x525	512	0,26	3,77			0,995	8,50	0,0	8,5	8,5	501,1
DK	CONDUIT	3 563	500x525	512	0,26	3,77	1,33	0,5			0,6	0,0	0,6	501,7
DL	TES(Piquage)	3 563	500x525	512	0,26	3,77			1,087	8,50	0,0	9,2	9,2	511,0
DM	CONDUIT	4 451	600x650	624	0,39	3,17	9,81	0,3			2,7	0,0	2,7	513,7
DN	TES(Piquage)	3 563	500x525	512	0,26	3,77			1,087	8,50	0,0	9,2	9,2	522,9
DO	CONDUIT	2 093	400x375	387	0,15	3,88	6,41	0,7			4,7	0,0	4,7	527,6
DP	TES(Piquage)	1 046	200x400	267	0,08	3,63			1,439	7,90	0,0	11,4	11,4	539,0
DQ	CONDUIT	1 046	200x400	267	0,08	3,63	3,00	1,3			3,8	0,0	3,8	542,8
DR	TES(Piquage)	1 046	200x400	267	0,08	3,63			1,439	7,90	0,0	11,4	11,4	554,1
DS	CONDUIT	1 047	200x400	267	0,08	3,64	10,21	1,3			12,9	0,0	12,9	567,1
DT	GRILLE	1 047	200x400	267	0,08	3,64			6,000	7,90	0,0	47,4	47,4	**614,5**

Chapitre VII :
Choix d’équipement

VII.1 Introduction :

Pour maintenir le confort à l'intérieur des locaux, l'installation doit avoir une puissance suffisante et asservie quelle que soit la saison.

Nous allons donc déterminer les puissances nécessaires aux différents appareils composants l'installation ainsi que les caractéristiques spécifiques de chaque organe. Ensuite nous allons sélectionner les équipements que nous jugerons les plus conformes aux exigences de l'installation climatique envisagée, Le fournisseur des équipements pour notre projet est CIAT (compagnie industrielle d'applications thermiques).

VII.1 Choix des Groupes d'eau glacée :

On fait la sélection à partir du catalogue disponible, Notre choix AQACIAT FREE COOLING "Cooling capacity : 185 to 485 kW" a été développé pour répondre aux besoins des marchés de Bureau-Administration. En effet lorsque la température extérieure décroît leurs besoins en froid diminuent et ne sont alors nécessaires que pour les locaux techniques (local télécom….) ne représentant qu'une fraction des besoins de base du bâtiment. Il est alors inutile de faire tourner les compresseurs alors qu'il suffit d'utiliser le froid extérieur. Le module Free-Cooling permet de fournir ces besoins résiduels de façon économique, sans faire appel au circuit frigorifique, uniquement à partir de ventilateurs qui vont permettre d'utiliser l'air froid extérieur comme source frigorifique.

VII.1 .1 Caractéristique :

- Marque : CIAT
- Type : AQACIAT FREE COOLING
- Puissance frigorifique : 185 kW
- Régime d'eau froide : 7°C /12°
- AQACIAT power 702 v
- Appareil monoblocs
- Mise en œuvre simplifie
- Puissance absorbe : 60.3 kW

VII.1 .2 Désignation :

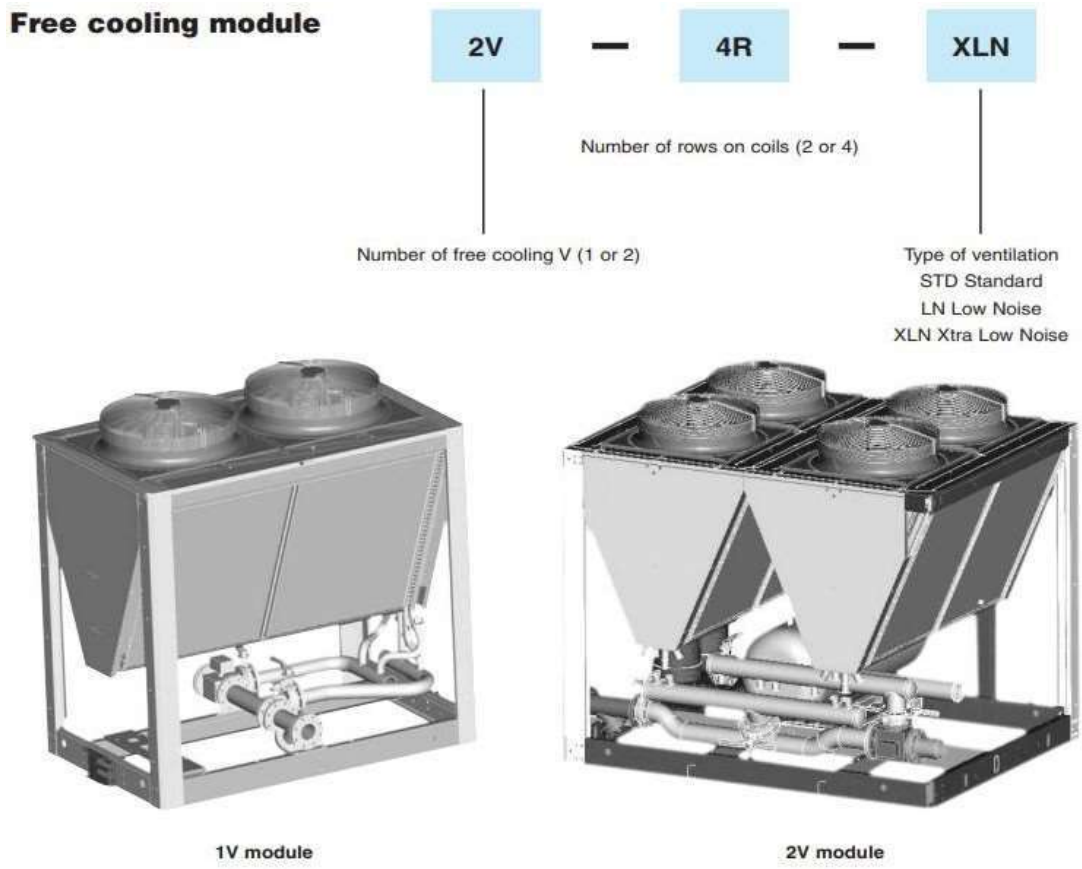


Figure 15 : free cooling modèle

VII.2 Choix des Centrale de Traitement d'Air : [4]

Machine pour le traitement complet de l'air, composé de différentes sections modulaires. Elle nettoie l'air à travers des filtres dont l'efficacité est de plus en plus grande selon les besoins et les applications.

VII.2.1 Notre choix : CLIMACIAT AIRCLEAN

Centrale de traitement d'air conçue pour des applications en industrie et en salles à empoussièrement contrôlé (plasturgie, automobile, industrie pharmaceutique, laboratoires, secteur hospitalier, microélectronique).

Cette gamme couvre tous les besoins de traitement d'air et intègre les dernières évolutions

technologiques de l'ultra propreté. Conçue pour répondre aux normes EN 13053 et EN 1886.

VII.2.2 Caractéristique : [4]

- Marque : CIAT
- Model :
  CLIMACI
  AT
  AIRECLE
  AN
- Débit d`air =1000 m^3/h à 60000m^3/h



Figure 02 : CLIMACIAT AIRECLEAN

La réponse adaptée aux caractéristiquesspécifiques des milieux contrôle.

Disponible en 9 tailles :

Pour notre choix on a le débit 9705 (m3/h)
presque =10000 et la vitesse 2.5m/s donc la section = 45 dimensionnements (1080 mm delargeur et 2070 mm de longueur).

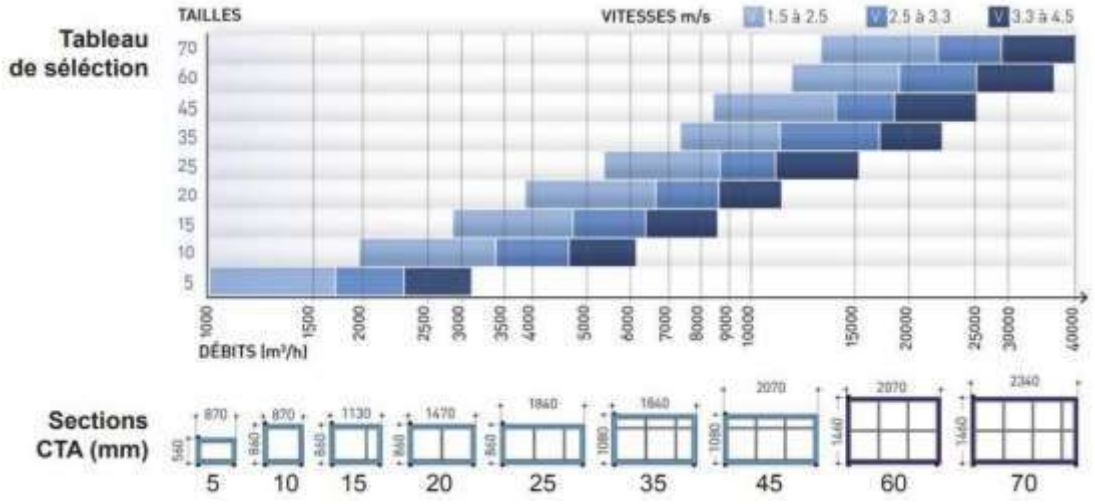


Figure 3 : Gammes

VII.3 Dimensions encombrement extérieur et détails goulottes : [4]

Goulotte optionnelle

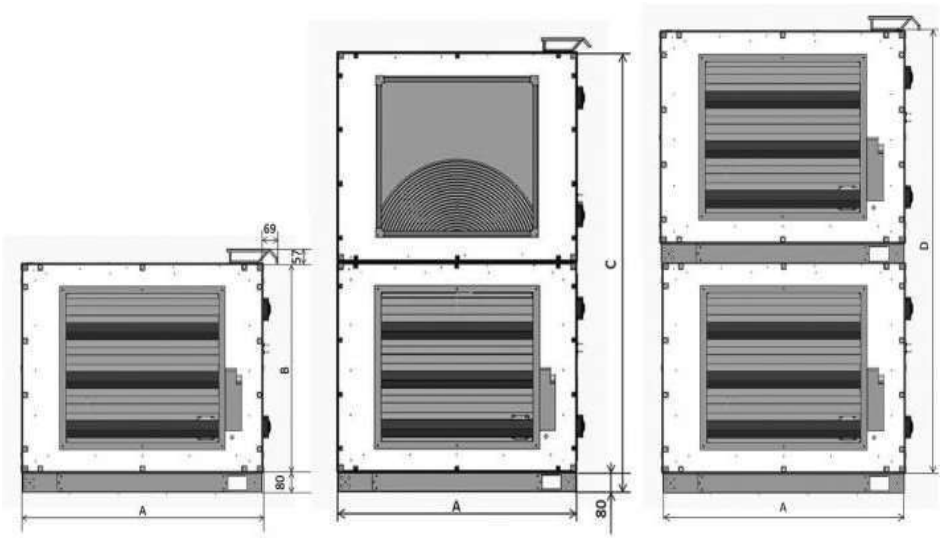


Figure 4 : Dimension de Goulotte optionnelle

- **Notre choix : 60** → A=2070 ; B=1460 ; D=3000 ; 250<L<2800

(Pour plus de détaille voir Annexe B)

VII.3.1 Brides de raccordement :

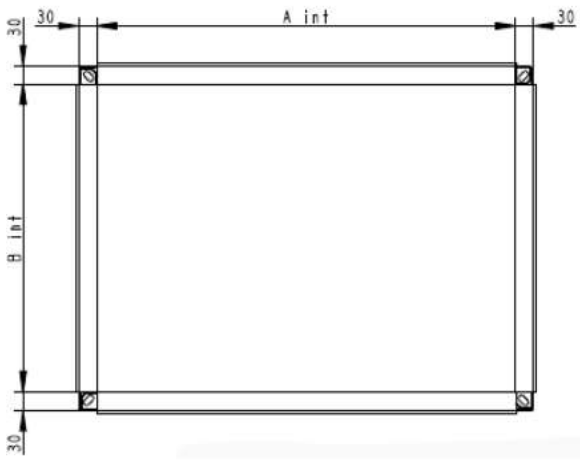


Figure 5 : Brides de raccordement

- Repère 00 : Prise d'air latérale.
- Repère 1 : Prise d'air petite section.
- Repère 2 : Prise d'air grande section.
- Repère 3 : Prise d'air refoulement ventilateur voûte.

(Pour plus de détaille voir Annexe C)

VII.3.2 Filtres :

Sur l'ensemble de la gamme et sur chaque type de filtres, des cellules aux dimensions internationales 24''*24'' et 12''*21'' sont proposées :

Sur les tailles de 0 à 45 les filtres compacts d'épaisseurs 50 mm son proposes en dimensionplein section FS pour optimiser la consommation énergétique.

Description	Code Construction	Montage	Efficacité	Code descriptif cellule
Filtre plan métallique 50mm	C	A ou C	G1	Cadre et média métallique acier galvanisé
Filtre plan 50mm	C	A, B ou C	G4	Cadre métallique acier galvanisé et média synthétique
			M5	
			M6	
			F7	
Filtre plan 50mm (pleine section) jusqu'à taille 45	C FS	A FS ou B FS	G4	Cadre métallique acier galvanisé et média synthétique
			M5	
			M6	
			F7	
Filtre poche rigide 292mm	RB	B ou C	M6	Cadre polypropylène et média fibre de verre
			F7	
			F8	
			F9	
			E10	
Filtre poche souple courte 380mm	SB	B ou C	G4	Cadre métallique acier galvanisé et média synthétique
			M5	
			M6	
			F7	
Filtre poche souple longue 600 mm	LB	B ou C	M6	Cadre métallique acier galvanisé et média synthétique
			F7	
			F9	
Filtre Absolu 292mm	CUBIC 610x610	D	E10	cadre polypropylène et média fibre de verre
			H13	
			H14	
Filtre charbon poche rigide 292 mm + filtre fin, cadre universel std	RB	B ou C	Charbon+F7	Cadre polypropylene média synthétique + charbon
Filtre charbon poche souple + filtre fin poche longue 600mm	RB	B ou C	Charbon + F7	Cadre ABS média synthétique + charbon
Filtre Charbon poche rigide 292 mm	RB	B ou C	Charbon	Cadre polypropylene charbon
Filtre Charbon cubique	CUBIC 595x595	F	Charbon	Cadre métallique + panneau charbon

Tableau 1 : Filtres

VII.3.3 Le code de construction :

C : Filtre compact 50 mm.

C FS : Filtre compact pleine section 50 mm.RB : Poche rigide 290 mm.

SB : Poche souple courte 380 mm. LB : Poche souple longue 600 mm.CUBIC : Cubique 292 mm.

- **Pour notre cas on a choisi :**
  - 2 filtres de G4 type de montage A FS ou B FS.
  - 2 filtres de F9 type de montage B ou C.

Montage A : disponible pour filtres dimensions internationales et **Montage A FS** pour filtres pleine section - Glissières traditionnelles destinées aux efficacités **G1** à **M6** : Pour cellules compact épaisseur 50 mm porte latérale.

Montage B : disponible pour filtres dimensions internationales et **Montage B FS** pour filtre pleine section - Glissières comprimables destinées aux efficacités **G4** à **F9** ou Charbon Actif pollution urbaine pour cellules Compact et poche souple ou rigide avec porte latérale. Montage C pour filtres dimensions internationales : - Cadres universels destinés aux efficacités **G4** à **F9, E10** ou Charbon Actif pollution urbaine pour cellules compact et poche souple ou rigide avec section d'accès et porte latérale.

VII.4 Débit d'extraction et air neuf pour chaque appartement : [2]

Calcule des débits d'air à extraire pour notre étude on a un system 100% air neuf donc l'extraction se fait dans tout les locaux, et faire l'équilibre entre le débit d'air extrait et le débit d'air neuf traité provenant de la CTA soufflé dans chaque locale.

Débit de soufflage = débit d'extraction.

On prend un exemple de calcule :

$P_{T.été\ local} = qmas\ (h_L - h_S)$

$$qmas = \frac{P_{T.été\ local}}{(h_L - h_S)}$$

Avec :

$h_L = 43$

$h_S = 31{,}95$

$$qmas = \frac{P_{T.été\ local}}{11{,}05}$$

VII.5 Fonction VAV pour centrale de traitement d'air

On parle de mode de contrôle Volume d'air variable (« Variable Air Volume », désigné par la suite par « VAV ») lorsque l'unité detraitement de l'air fonctionne suivant des besoins en ventilation variables d'un endroit à un autre.

Par ce principe, le système de ventilation assure la ventilation là où il y en a besoin uniquement. Un tel

mode de contrôle permet donc de réduire significativement les coûts d'exploitation de l'unité, en prolonge la durée de vie et permet d'économiser les filtres.

Une fois l'unité installée, elle doit être connectée et paramétrée selon les recommandations ci-dessous, afin d'assurer le bonfonctionnement du mode VAV.

VII.5.1 Installation des capteurs de pression :

Pour assurer le bon fonctionnement du mode VAV, deux capteurs de pression sont requis (fournis avec l'unité de traitement de l'air si vous commandez la fonction VAV). Ces derniers doivent être installés sur l'unité : un sur la gaine de soufflage en air, l'autre sur la gaine de reprise. Pré requis relatifs à l'installation des capteurs de pression :

- les capteurs doivent être installés sur la partie rectiligne de la gaine à une distance minimale recommandée de deux diagonales, pour une gaine rectangulaire, ou de deux diamètres, pour une gaine circulaire ;
- nous recommandons d'installer les capteurs verticalement, les conduites d'air orientées vers le bas ;
- le capteur doit être vissé direct

Figue 01 : Dimensions du capteur de pression

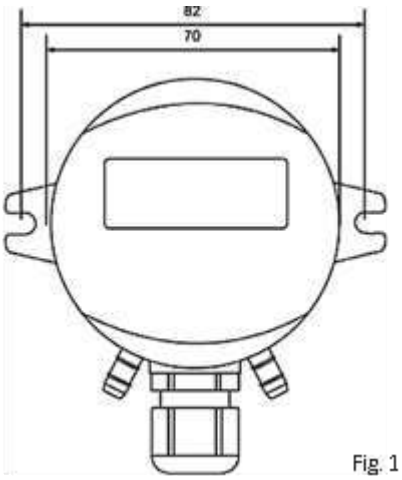


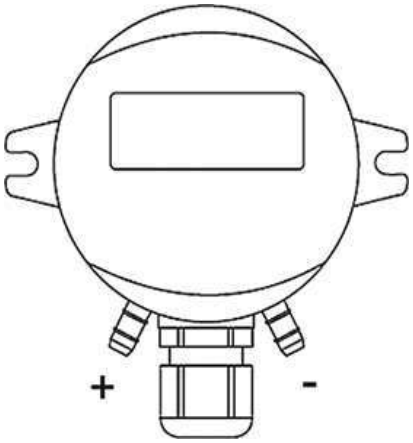
Fig. 1

VII.5.2 Raccordement des tubes cristaux :

Une fois les capteurs de pression installés à l'endroit précisé, il faut raccorder les tubes par lesquelles la pression de l'air sera transmiseaux capteurs. Pour chaque capteur, un tube doit être raccordé de cette façon : une extrémité du tube directement au capteur (cf fig.2.), l'autre inséré directement à l'intérieur de la gaine, à travers un trou que vous aurez fait dans la gaine. Pour ce qui est du capteur installé sur la gaine de soufflage, la conduite doit

être raccordée au niveau de l'endroit marqué d'un « + », l'autre raccordement marqué d'un « - » restant ouvert. Pour ce qui est du capteur prévu pour la gaine de reprise, la conduite doit être reliée de manière inverse, c'est-à-dire au niveau du signe « - », laissant le raccordement marqué d'un « + » ouvert.

Figue 02 : Raccordement des tubes du capteur de pression

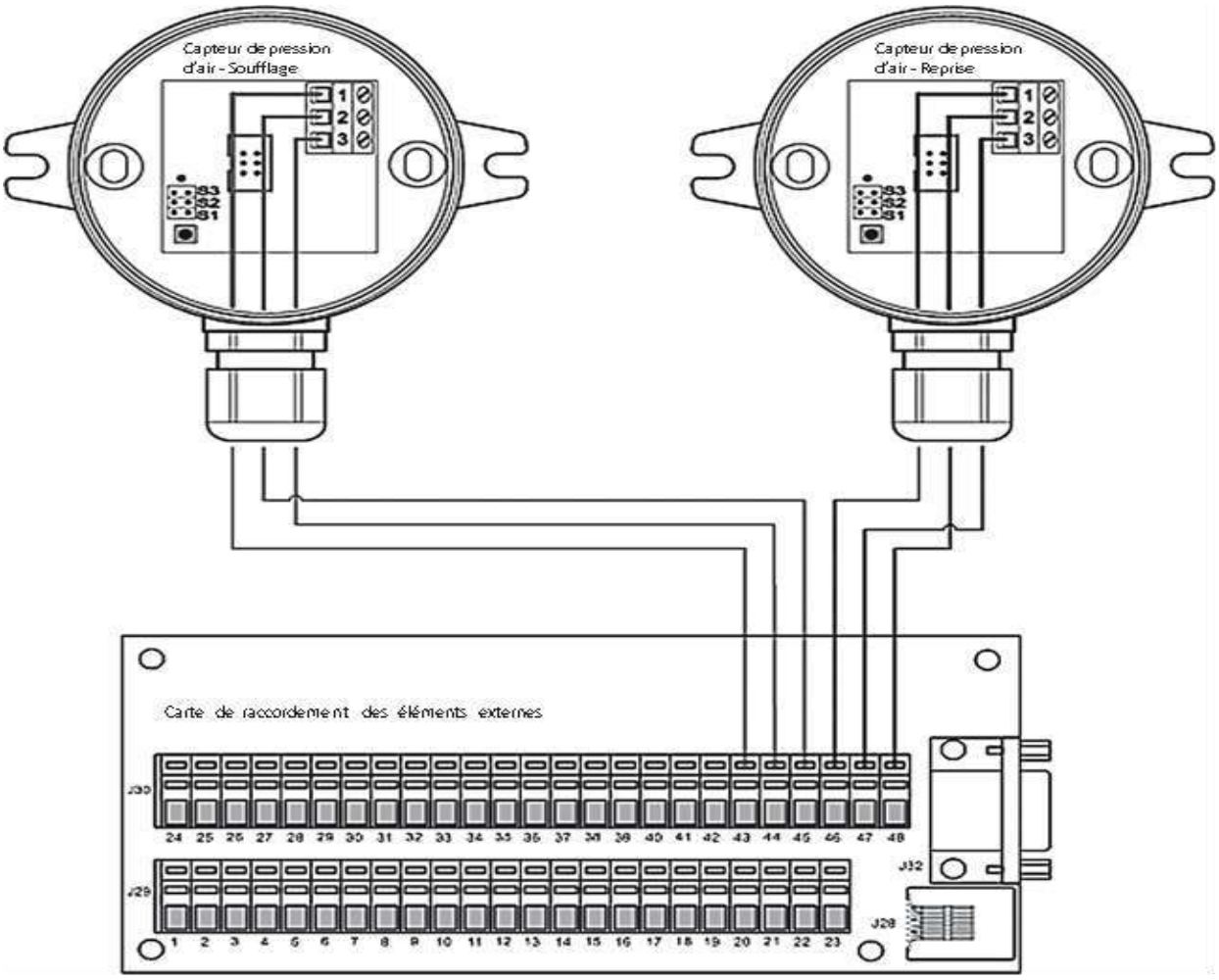


Figue 02

VII.5.3 Raccordement électrique a l'unité :

Une fois les capteurs installés, il faut les raccorder à la carte d'inter- connexion externe, située sur la paroi de l'unité (reportez-vous auManuel d'installation du système de contrôle de l'unité par trois fils. Suivant le type d'unité, il peut y avoir deux versions du tableau deraccordement. Le raccordement se fait suivant les schémas ci-dessous (Fig.3 a, 3 b, 3 c, 3 d, 3 e et 3 f).

Figue 03 : Raccordement des capteurs de pression à l'unité avec un contrôle VAV

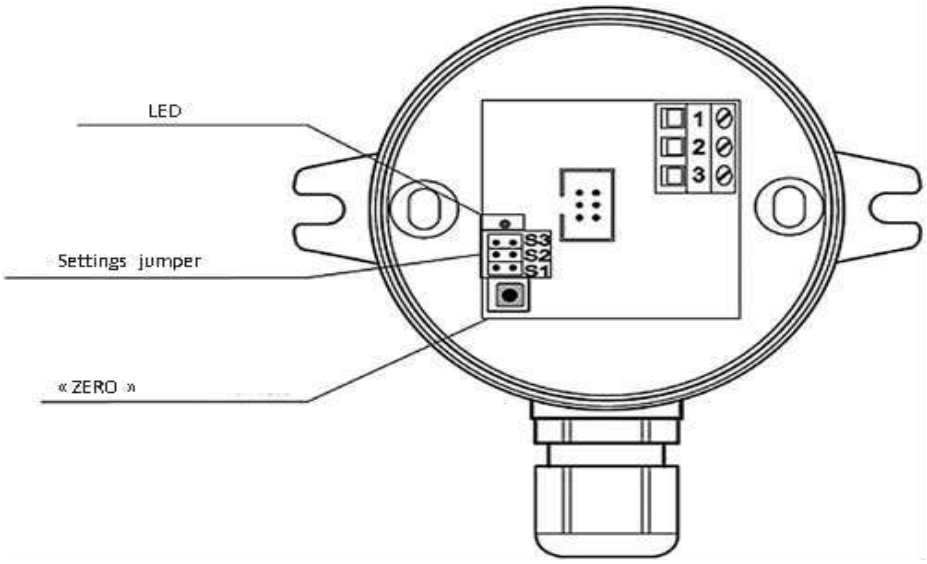


VII.6 Paramétrage des capteurs de pression :

Afin d'assurer le bon fonctionnement du mode VAV après l'installation des capteurs, voici les paramètres à appliquer :

1. Une fois l'alimentation électrique raccordée à l'unité à l'arrêt (sans ventilation), nous recommandons de mettre tous les capteurs en position initiale (zéro). Pour ce faire, il faut appuyez sur le bouton « ZERO », situé à l'intérieur du capteur.

Figue 04 : Paramètres de capteurs de pression



2. Régler la plage de pression souhaitée à l'aide du cavalier situé à l'intérieur du capteur.

Figue 05 : plage de pression

Pa	±100	0…100	0…200	0…500	0…1000	0…1500	0…2000	0…2500
S3	• •	• •	• •	• •	■	■	■	■
S2	• •	• •	■	■	• •	• •	■	■
S1	• •	■	• •	■	• •	■	• •	■

3. Choisir le mode débit constant (CAV).

4. Démarrer l'unité de traitement d'air.

5. Lorsque le débit d'air atteint sa valeur nominale (100%), la tension(DC) entre les contacts 2 et 3 du capteur de pression doit être mesuré à l'aide d'un multimètre. La tension doit être comprise entre 3V et 9V (recommandé: 6V). Si la tension mesurée n'est pas comprise entre ces valeurs, une plage de débit différente doit être sélectionnée à l'aide des cavaliers.

VII.7 Choix d'équipements pour diffusion d'air : [5]

Unité terminale à volume d'air variable, marque KOOLAIR, modèle KSL dimensions en longueur de 1360 mm. Caisson en tôle d'acier galvanisé, avec isolation intérieure thermique et acoustique en fibre de verre de 30 mm d'épaisseur. Registre de réglage dans l'entrée d'air, capteur de pression différentielle et moto-régulateur proportionnelle à déterminer. Matériau acoustique et acoustique de haute résistance mécanique, sans aucun danger pour la santé, évite la cultivation des micro-organismes et résistant au feu. Produitclassé M0. Peut incorporer batterie terminale de chauffage (eau chaude ou électrique), et sortie d'air multiples. Hauteur de construction pour l'installation dans les faux plafonds avec des hauteurs limitées. Disponible pour soufflage et la reprise de l'air (KS-R).

Figure 6 : unité terminale VAV KS/KSl



VII.7.1 Dimensions :

Nominal	A	B	Ø D
100	240	254	99
200	265	254	124
400	300	254	159
600	320	254	179
800	340	254	199
1200	420	254	249*
1600	520	254	314*
2000	585	254	354*
3000	655	254	399*
4000	735	254	450*
6000	710	458	499*
8000	915	458	629*

Tableau 3 : dimensions d'unité terminal VAV

- **Pour notre choix on a** : 1*400, 5*100, 1*1600, 3*200, 1*600,1*1200

(Pour plus de détaille voir Annexe D)

VII.7.2 Dimensions génériques

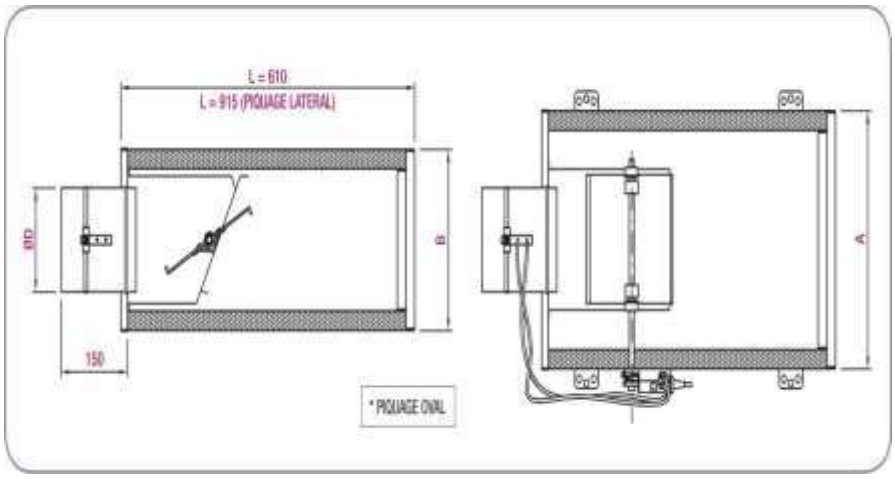


Figure 7 : dimensions générique d'une unité terminale VAV



Filtration et qualité d'air

Modulam A.P.
Module autonome en inox pour constitution
De plafond à flux laminaire

Avantage :

1. Répartition d'air en sortie de module très homogène : écart en tout point mesuré a 20 cm de la grille < 20 % par rapport a la moyenne, conformément a la norme NF X 44-102.
2. Aucune connections à un réseau de gaine nécessaire.
3. Modularité : assemblage de plusieurs modules entre eux pour s'adapter à la taille de la zone à protéger, sans recourir à une structure porteuse.
4. Aucune visserie traversant sur l'enveloppe extérieure du module : étanchéifie garantie, nettoyabilité optimum.
5. Filtre de taille standard remplaçable depuis la salle.
6. Facilité d'installation et de maintenance.

Gamme :

1. 3 tailles : 6-6, 9-6 et 12-6.
2. Filtration terminale (à commander en sus) : H14 et U15.

3. 2 versions de ventilateur : à courant alternatif (motorisation classique) ou continu (auto maintien du débit soufflé quel que soit le niveau d'encrassement du filtrer).

Désignation :

MAP	12-6	AC
Type modulam AP	taille du filtre 6-6 : 610x610x68 mm 9-6 : 915x610x68 mm 12-6 : 1220x610x68 mm	type de ventilateur AC : courant alternatif ECM : courant continu

Application /utilisation :

1. Constitution de plafonds autonomes à flux laminaires pour l'obtention de classe de propreté ISO 5 (selon EN ISO 14644-1) en zones à ambiance contrôlée : pharmaceutique, agroalimentaire, plasturgie ……
2. Application en protection rapprochée d'une zone de travail : laboratoire, optique, microélectronique….

Construction / composition :

1. Caisson en inox 304 brossé 10/10^{éme} sans aucune visserie traversante sur les faces périphérique extérieures.
2. Sur chaque face, 1 ou 2 contre-cadres inox (sur la grande longueur d'un 12-6) pour un préfiltre F5 (à commander en sus) d'épaisseur 48 mm.
3. Motoventilateur de type courant alternatif ou continu, facilement démontable depuis la salle.
4. Dans chaque angle du module, en partie supérieure, 4 trous (Ø 11 mm) permettent la fixation au plafond primaire par tiges filetées, la partie supérieure du caisson est renforcée par des équerres pour éviter tout problème de déformation.
5. Une tôle inox d'épaisseur 20/10^{éme} constituant e plan de joint sur laquelle est fixée de façon étanche, le système de serrage aux angles des filtres (colonnettes et larmes presse-filtres).
6. Prise de pression avec capuchon, pour la mesure de l'encrassement du filtre, grille perforée en inox assurant la protection du filtre ainsi que la réparation homogène de la vitesse de soufflage d'air.
7. Pré-filtres F5 (à commander séparément) à monter dans les contre-cadres prévus à cet effet, disposés sur les faces latérales du module. Dimensions : 440x202x48 mm ou 770x202x48 mm selon modèle.
8. Filtre très haute efficacité, type FR EFI MPL H 14 ou U15 (à commander séparément) de taille standard.

Conditionnement :

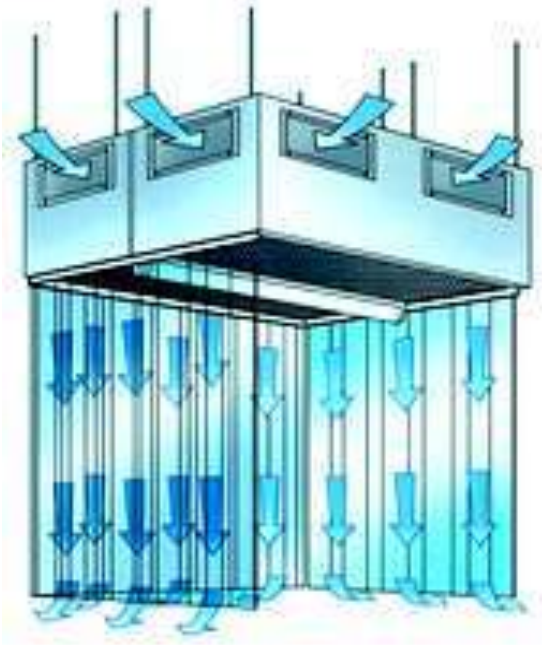
Emballage individuel palettisé.

Texte de prescription :

1. Le plafond à flux laminaire sera composé de modules filtrants autonomes assemblés entre eux. Ils seront en inox 304 avec une grille en tôle perforée en sous face de chaque filtre. Le motoventilateur de type ECM permettra le maintien de la vitesse de soufflage quel que soit l'état d'encrassement du filtre.
2. Type modulam AP ECM, marque France Air.

Descriptif technique :

Principe de fonctionnement



Encombrement, réservation et poids

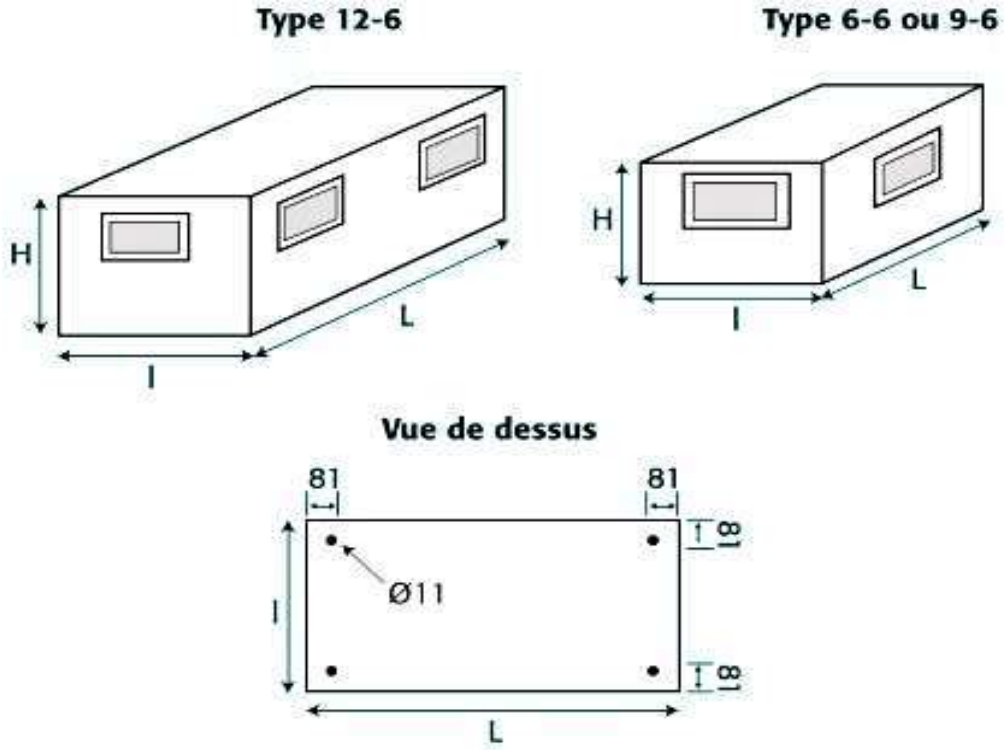


Tableau VII.1 : Encombrement, réservation et poids

Type	Dimensions hors-tout (mm)			Poids Total (kg) °	Nbre de pré filtres F5	
	L	I	H		440x202x48	770x202x48
MAP 6-6	700	700	600	63	4	-
MAP 9-6	1005	700	600	78	2	2
MAP 12-6	1310	700	600	110	6	-

Tableau VII.2: caractéristiques électrique

Type Moteur	alimentation	Classe thermique	Classe IP	conformité
AC et ECM	Mono 230V – 50 Hz	B	44	CE

Type Moteur	Puissance absorbée max	Intensité max
AC	740W	3.4 A

Type moteur	Courbe de déclanchement	Pouvoir de coupure	Calibre de la protection	Protection recommandée
ECM	Type D	10 000 A	4A	Classe

		-AC3		AM

Eclaté du produit

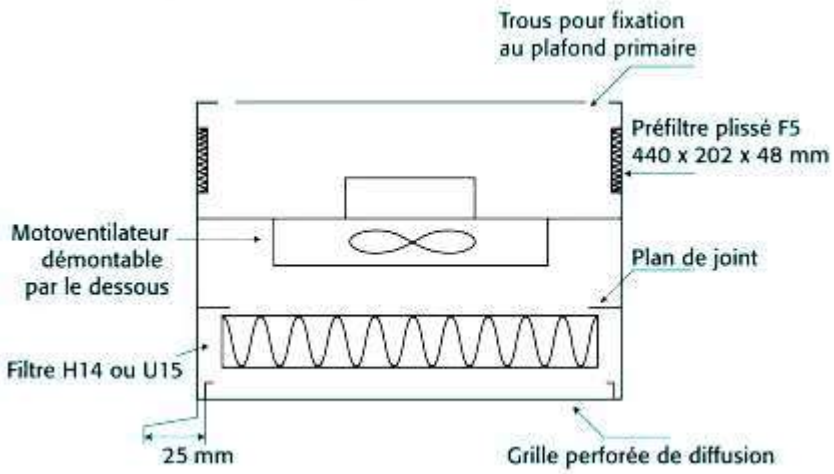


Tableau VII.3 : tableau de sélection

modèles	Débit à 0.4 m/s (m^3/h)	Dimensions Filtre THE (mm)	Type moto ventilateur	Pressions Disponible (Pa)°	Pression acoustique A 0.4 m/s (dB(A))
MAP 6-6	600	610X610X68	AC	180	62
			ECM	300	67
MAP 9-6	600	915X610X68	AV	165	62
			ECM	245	67
MAP 12-6	1250	1220X610X68	AC	150	62
			ECM	190	67

VII.8 Grilles de soufflage carré 50-FR-4 : [5]

VII.8.1 Description du produit :

Diffuseur carre avec noyau central amovible, marque KOOLAIR, modèle 50-FR-4, dimension nominal _x_mm, soufflage a jet d'air 4 directions. Peut incorporer registre de dosage papillon (59MM) ou a ailettes opposées (-O) et accessoire de fixation à déterminer. Diffuseur en aluminium. Finition en aluminium anodise ou RAL a définir.



Figure 8 : grille de soufflage 50-FE-4

Hauteur d'installation recommandée entre 2,5 et 4 m.

VII.8.2 Dimensions génériques :

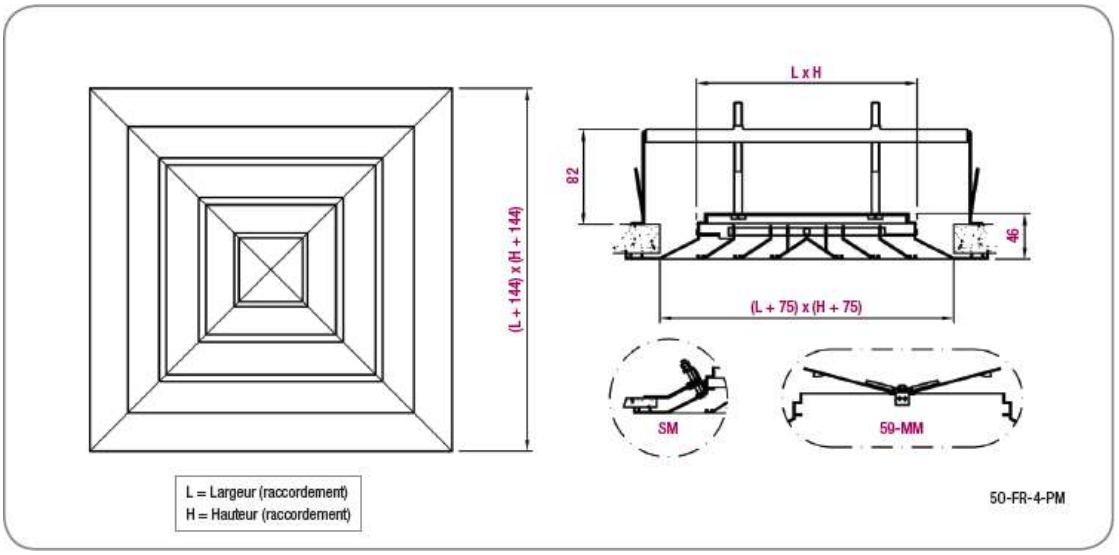


Figure 9 : dimension générique d'une grille

- **Pour notre choix on a :** 1*(9*9) ; 5*(6*6) ; 1*(24*24) ; 3*(12*12) ; 1*(18*18) ; 1*(21*21).

(Pour plus de détaille voir Annexe E)

VII.8.3 Pour le choix des grilles d'extractions : [5]

Volet d'extraction, marque KOOLAIR, modèle GPD. Utilisable dans les espaces restreints (salles de bains, toilettes, cuisines, etc.). Finition standard blancRAL 9010.



Figure 10 : Volet d'extraction GPD

VII.8.4 Dimensions génériques GPD :

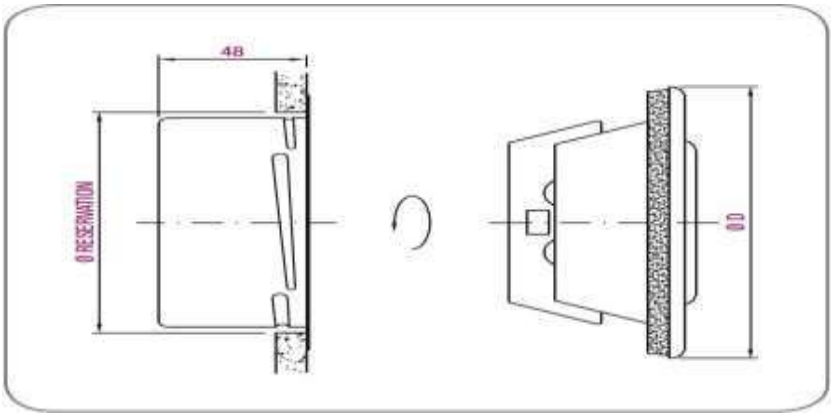


Figure 11 : Dimensions générique d'un volet d'extraction

- **Pour notre choix on a :** 1*125 ; 1* 80 ; 13*200 ; 7*160 ; 1*80**.**

(Pour plus de détaille voir Annexe F)

Chapitre VIII :

La Régulation

VIII. Introduction : [8]

La régulation est une partie très importante dans chaque système de climatisation ou de chauffage pour le contrôle et le maintien des grandeurs physiques à régler comme la température, l'hygrométrie, débit, pression….etc. Pour une valeur souhaitée, appeler consigne en agissant sur le fonctionnement des équipements de l'installation mise enservice.

La régulation se fait à l'aide des dispositifs spéciaux nommés capteur qui ont pour rôle principal capté (mesuré) la grandeur physique, convertir en signal électrique et transmettre vers les dispositifs de traitement (partie intelligente) du système de régulation ensuite intervenir sur les différents actionneurs en envoyons un signal de commande.

La régulation de l'installation réagis lorsqu'il y a une perturbation et une influence sur la grandeur à régler de tel sort on a une création d'un écart entre la consigne (Xc) et la grandeur à régler (X) donc on a :

Ecart = E = (mesure - consigne) = (X - Xc).

Remarque :

- En climatisation cet écart est positif.
- En chauffage cet écart est négatif.

VIII.1 Les capteurs : [8]

VIII.1 .1 Capteurs TOR (Tout ou Rien) :

C'est des appareils de mesure possédant 1, 2 ou plusieurs contacte fonction en deux variantes soit (NO) contacte coupé, soit (NC) contact établi selon la modification physique produite sur le capteur.

Exemple : Capteur de température TOR, capteur de pression TOR.

VIII.1 .2 Capteurs analogiques :

Ces capteurs sont dépourvus de contact. Le signal de sortie analogique délivré par le capteur varie soit en tension ou en intensité cette valeur varie en fonction de la grandeur à mesurer.

Chaque capteur est caractérisé selon plusieurs critères tels que : la grandeur physique mesurée, la sensibilité, la précision, le temps de réponse, la gamme de température d'utilisation … etc. Le choix d'un bon capteur se fait tout en respectant cescaractéristiques.

VIII.2 Mode de régulation : [8]

VIII.2.1 Régulation tout ou rien :

Ce type de régulation permet à installation de fonctionné en pleine puissance ou bien à l'arrêt ce type de régulation simple et fiable, mais peut créer une instabilité du fonctionnement à cause de déclenchement et d'enclenchement de l'installation ; elle est utilisée pour des petites installations.

En régulation de groupe d'eau glacée on a souvent l'utilisation de la régulation tout ou rien (marche/arrêt) du compresseur ou bien régulation en (pump down) par vidange de l'évaporateur.

VIII.2.2 Régulation proportionnelle :

Ce mode de régulation permet un fonctionnement a puissance variable, en principe le régulateur produit un signal varie soit en tension (0-10 V DC) ou en intensité (4-20 mA) proportionnelle à l'écart entre la mesure et la consigne donc il mesure et corrige régulièrement et transmis ce signal au dispositif de réglage de tel sort que ce dernier pourra prendre toutes les positions possibles entre l'ouverture et la fermeture proportionnellement à l'écart mesuré, cette régulation permet une réponse rapide, mais peut précise .

VIII.2.2.1 Bande proportionnelle :

C'est l'écart entre la fermeture totale à ouverture totale du dispositif de régulation, fonctionne selon l'écart entre la grandeur mesurée et la valeur de consigne crée par les perturbations appliquer au système.

VIII.2.2.2 Temps de réponse :

C'est le retard et le temps nécessaire entre la détection du changement d'état et la mise à jour des sorties correspondantes.

VIII.2.2.3 Régulation proportionnelle intégrale (PI) :

Ce mode de régulation fonction d'une façon proportionnelle à l'écart en plus de ça la vitesse de déplacement de l'organe de réglage est aussi proportionnel à l'écart entre la mesure et la consigne, le mode de régulation PI permet d'avoir plus de précision et de rapidité de réglage.

VIII.2.2.4 Régulation proportionnelle intégrale dérivée PID :

L'utilisation de ce mode de régulation permet de combiner l'action proportionnelle, intégrale et dérivé pour profiter des avantages respectifs de chacune, l'action dérivée corrige la position de réglage proportionnellement à la vitesse de variation de l'écart pour amener le plus rapidement la grandeur réglée à sa valeur de consigne.

VIII.2.2.5 Régulation analogique :

Régulation qui consiste a des régulateurs dont le principe de fonctionnement est basé sur le pont de Wheatstone (dispositif électronique). Ces régulateurs peuvent produire des signaux proportionnels en sortie (0 à 10 V) ou des signaux tout ou rien. La régulation analogique a des possibilités limitées et elle n'est communicante.

La boucle de régulation analogique comporte les éléments de base suivante :

Sonde (capteur), Régulateur, servomoteur (organe de commande), Vanne (organe de réglage).

VIII.2.2.6 Régulation numérique :

Cette régulation n'utilise plus le pont de Wheatstone, mais il est remplacé par un microprocesseur. Les régulateurs numériques sont multifonctions et ils sont plus souvent communicants.

VIII.3 Régulation de la CTA :

VIII.3.1 Composition d'une chaîne de régulation :

Une chaîne de régulation comporte les 4 équipements principaux suivants:

- Une sonde ou organe de détection qui mesure une grandeur physique.
  Exemple : une sonde de T°
- Un régulateur qui interprète la mesure et la compare avec la consigne. Si la mesure diffère de la consigne, alors le régulateur envoie un signal de correction. Le régulateur est le cerveau du système.
- Un actionneur commandé par le régulateur qui positionne l'organe de réglage.
  Exemple : un servomoteur de vanne ou de registre.
- Un organe de réglage qui modifie la puissance de l'installation.
  Exemple : la soupape d'une vanne à trois voies (V3V).

VIII.3.2 Différents organes de détection :

- Détecteurs de température : Ils se composent essentiellement d'un élément sensible à la T°, dont les modifications d'état permettent de faire varier un signal de sortie, en fonction de la variation de la T°.
- Détecteurs de pression : Pour appréhender une pression dans un fluide liquide ou gazeux, qu'il s'agisse d'une pression absolue ou d'une pression différentielle, on utilise un détecteur de pression.

VIII.3.3 Régulation en fonction de la température de reprise :

Pour réguler nos CTA nous avons choisis un système de régulation en fonction de la T° de reprise :

Dans ce mode de régulation, on installe une sonde sur le conduit de reprise et pour des mesures optimisées de confort. La sonde de reprise s'occupe de la régulation en fonction des charges interne et les conditions de confort intérieur, Par exemple si la température en été diminuée au dessous de la valeur de consigne, donc le fonctionnement du régulateur sera en fonction de l'écart entre la mesure et la consigne, si l'écart est positif la sonde envoie un signal vers le régulateur qui transféré autre signal proportionnel vers la vanne àeau froide Et suite aux fermetures

et ouvertures des clapets d'air le ventilateur varie sa vitesse d'une façon à fournir le débit souhaité.

Le type d'entrées : Analogique.

VIII.3.4 Schéma de raccordements :

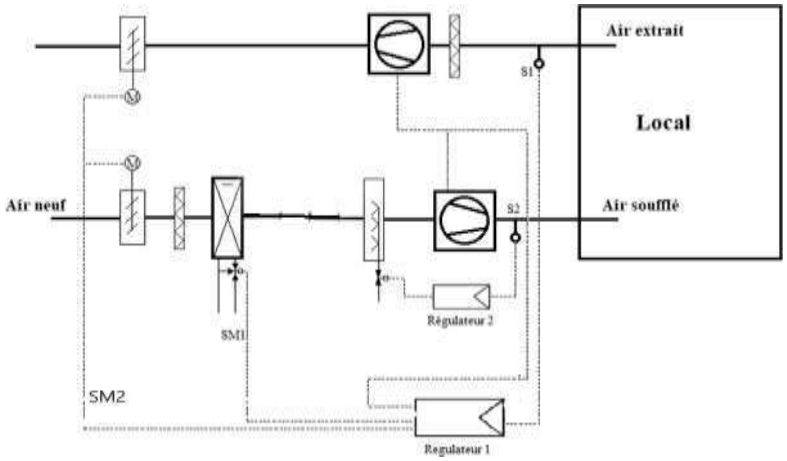


Figure 1 : Schéma de principe du raccordement des boucles de régulation.

VIII.3.5 Les boucles de régulation :

VIII.3.5.1 Boucle de régulation de la température :

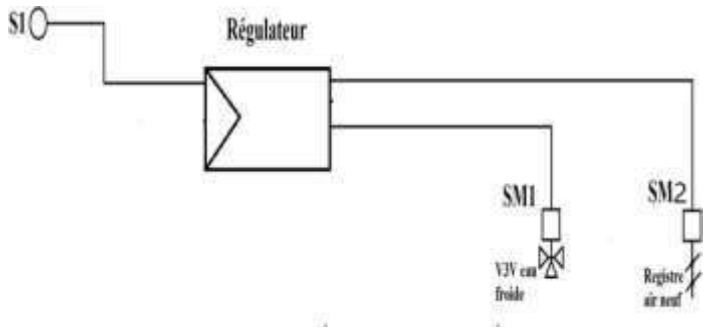


Figure 2 : boucle de régulation de la température.

Entrées :

- S1 : Sonde de température de reprise.

Sorties :

- SM1 : Servomoteur de la vanne 3 voies de la batterie froide.
- SM2 : Servomoteur du registre d'air neuf.

Loi des signaux de température :

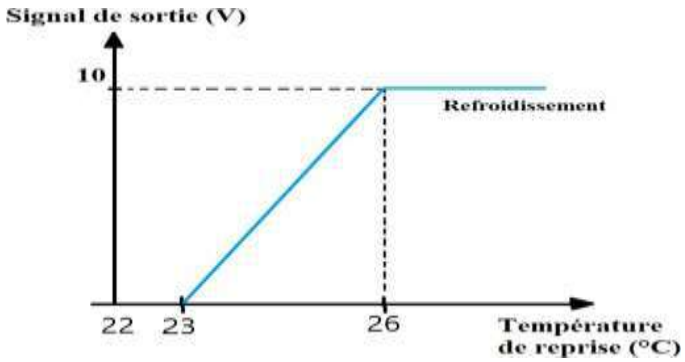


Figure 3 : représentation de la loi des signaux de la boucle de température.

- **Régulations de la température en été :**

En été si la valeur de la température de reprise est supérieure à 22 °C donc il y a une demande de froid le régulateur envoie un signal de commande de valeur entre 0 et 10V au servomoteur de la V3V de la batterie froide pour ouvrir progressivement jusqu'à 100% si nécessaire afin que la batterie fonctionne à plein puissance jusqu'à ce que la valeur de la mesure sera 22°C, a cet instant le signal délivré aux servomoteurs de la V3V diminue et la vanne se ferme progressivement.

- **Régulation de l'hygrométrie :**

Le fonctionnement de l'humidificateur à vapeur est proportionnel à l'hygrométrie de soufflage de l'air par la sonde et du point de consigne 50 % plus ou moins 5 % d'humidité relative surtout en hiver quand l'humidité est inférieur à la consigne, le régulateur délivre un signal au servomoteur de la vanne deux voix de l'humidificateur, cette dernière s'ouvre progressivement est créé une variation du débit d'eau au niveau de l'humidificateur. Pourla période d'été on applique une opération de déshumidification.

Boucle de régulation de l'hygrométrie :

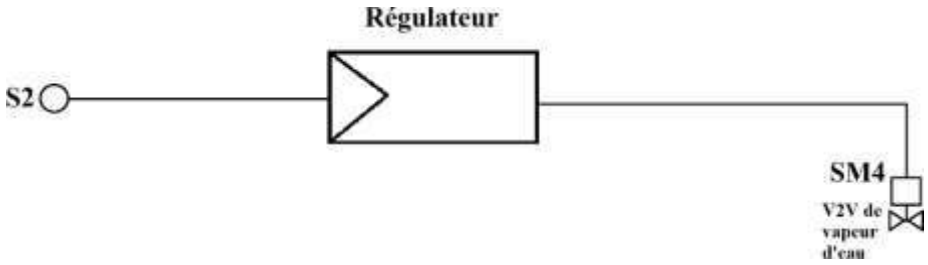


Figure 4 : boucle de régulation d'hygrométrie.

- L'entrée S2 : représente une sonde d'hygrométrie placée après le ventilateur desoufflage.
- SM4 : servomoteur de la vanne 2 voix d'alimentation en vapeur d'eau del'injecteur.

Loi de signal de l'hygrométrie :

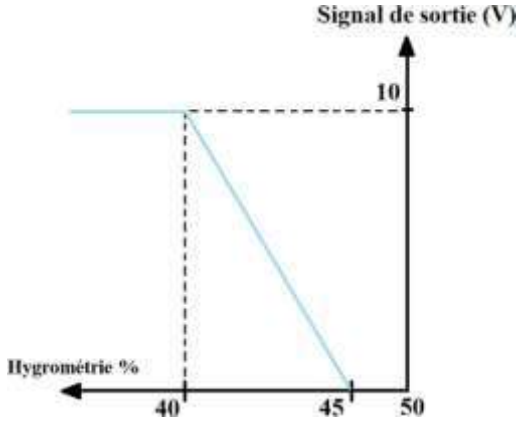
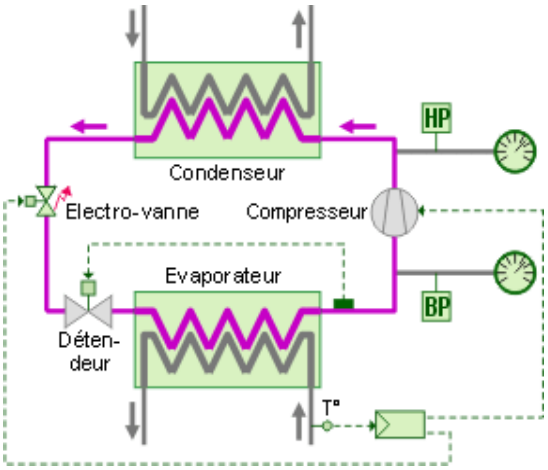


Figure 5 : Loi de signal de l'hygrométrie.

- **Régulation du groupe d'eau glacée : [8]**

Régulation de type TOR par marche/arrêt du compresseur :

Le thermostat qui mesure la température de retour de l'eau glacée et agit directement sur l'alimentation du compresseur à partir du régulateur de commande, et agit en parallèle sur la vanne 2 vois motorisé placé sur la



ligne liquide.

Figure 6 : Schéma de régulation tout ou rien d'un groupe d'eau glacée.

Conclusion Générale

Conclusion générale :

Le confort thermique de l'individu dépend en particulier de son habillement et de son activité métabolique. Ceci lui permet de s'adapter à son environnement. L'environnement intérieur doit aussi être adapté aux besoins des occupants, donc à leur habillement et leur activité. Pour cela, il faut assurer une température de l'air et des températures des surfaces environnantes agréables. L'indicateur principal est la température opérative, moyenne pondérée de la température de l'air et des surfaces entourant l'occupant. La vitesse de l'air et son degré de turbulence, ainsi que les gradients de température ont aussi un effet.

Il faut noter que les exigences de confort thermique ne sont pas les mêmes dans les locaux complètement conditionnés et dans les locaux à ventilation naturelle. Dans ces derniers, les occupants s'adaptent, et tolèrent de plus grandes variations de température que dans les premiers.

Dans le présent travail une étude de la climatisation du Centre de loisir scientifique à Médéa, Notre choix de système de climatisation c'est dirigé vers système VAV volume d'air variable pour leur multiple avantage

Par ailleurs, ce projet de fin d'étude nous a permis :

- D'enrichir nos connaissances théoriques dans le domaine de la climatisation de précision.
- L'envergure de ce projet de climatisation, nous a obligé à recourir à des outils de calculs professionnels, à savoir : (AutoCAD, Autofluid etc.).
-

Comme perspectives, le non familiarisation avec ses outils nous a poussés à approfondir nos recherches dans les différentes manières d'utiliser ses logiciels qui nous ont été bénéfique.

Ce projet nous a été bénéfique parce qu'il a consolidé les connaissances que nous avons acquis durant la formation universitaire par la mise en pratique de la théorie, nous a permis, de rencontrer les problèmes majeurs qui se posent en pratique et d'apprendre comment les aborder pour essayer de les résoudre par la meilleure façon qu'il soit, aussi nous avons appris la maitrise des logiciels utilisés ce qui est fort intéressant.

Bibliographie

Bibliographie

[1] PARENT, Thiébaut. Etude du confort ressenti dans espaces intérieurs et extérieures. Centre d'études de formations génie climatique équipement technique du bâtiment, AOUT 2012.

[2] MAZARI, Mohammed. Etude et évaluation du confort thermique des bâtiments à caractère public Cas du département d'Architecture de Tamda (Tizi-Ouzou). Université Mouloud Mammeri. Tizi Ouzou, 2012.

[3] SANTAMOURIS, Confort thermique adaptatif et ventilation. Université d'Athènes, Gece 2006.

[4] RAIS, Ismahan. Etude du confort thermique d'une construction pedagogique cas des anphie de l'ex centre université de Tébessa. Université Larbi Tébessi – Tébessa, 2016/2017.

[5] REBZANI, Brahim. Document Technique Régimentaire (D.T.R C 3-4). Centre nationale d'études intégrées du bâtiment, 2005.

[6] JEDIDI, Malek. BENJEDDOU, Omrane. Athermique du bâtiment du confort thermique au choix des équipements de chauffage et de climatisation. Dunod, 5 rue Laromiguière, 75005Paris, 2016.

[7] Condition de confort et de logement sain Claude-Alain roulet prof.TIT EPFL, Mai 2008.

[8] www.energieplus-lesite.be

[9] CANDAS, Victor. Confort thermique, 2008.

[10] CORIENNE, Martinet. MEYER, Jean-Pierre. Travail a la chaleur et confort thermique.NST 184, décembre 1999.

[11] Dr R.Cantin, B. Moujalled, Dr HDR G. Guarracino. Complexité du confort thermiquedans les bâtiments, 2005.

[12] Rietschel H., Brabbee K., Traité de Chauffage et de Ventilation, Beranger, 1965.

[13] Jedidi M., Benjeddou O., La thermique de bâtiment, Dunod, 2016

[14] Gomri R., Cours IVCA, Université de Constantine 1998.

[15] **CIAT** catalogue (compagnie industrielle d'applications thermiques).

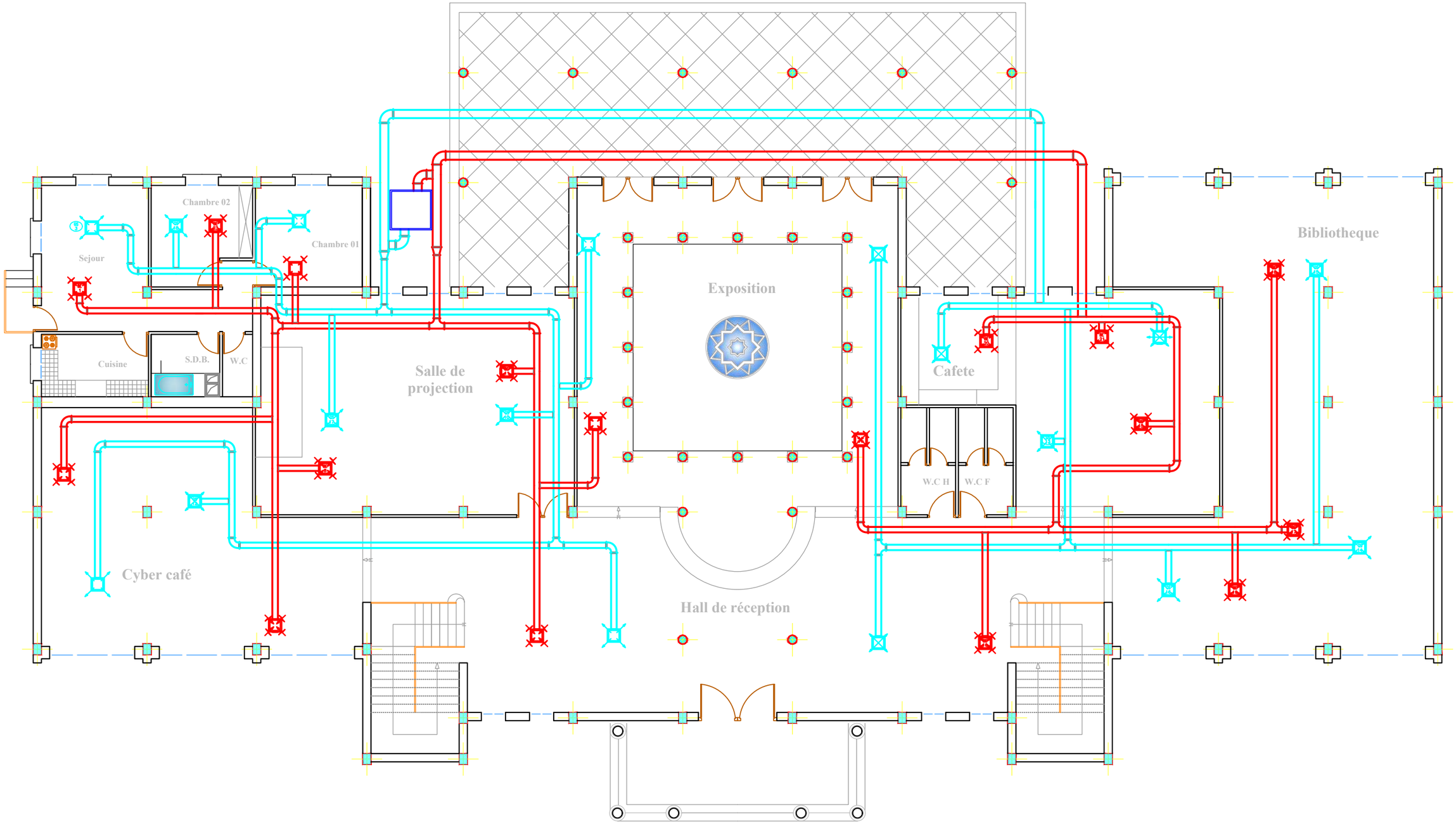
[16] **Willis Haviland Carrier**, Carrier Global Corporation est une société internationale cotée à la bourse de New-York, spécialisée dans les équipements d'air climatisé.

[17] **KOOLAIR** catalogue.

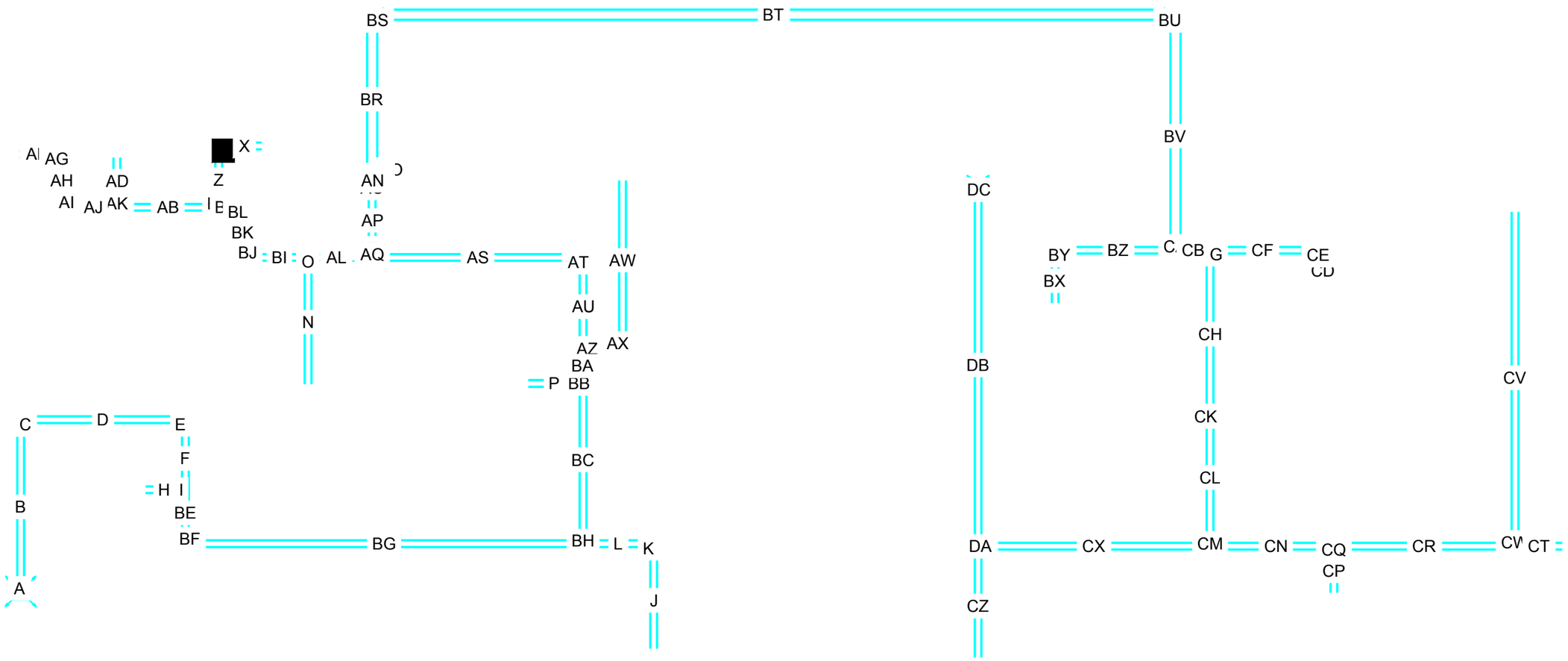
[18] **Desmond, J** (2005), « Régulation en génie climatique ».

Sites Internet :

- **http://www.saidalgroup.dz/fr/notre-groupe/**
- **http://ashrae-meteo.info/**
- **http://www.e-genieclimatique.com/**
- **https://www.energie-plus.com/**
- **http://www.spk.fr/protection-incendie/systemes/sprinkler/**
- **https://www.archiexpo.fr/**
- **http://www.france-air.com**
- **http://www.ciat.fr**

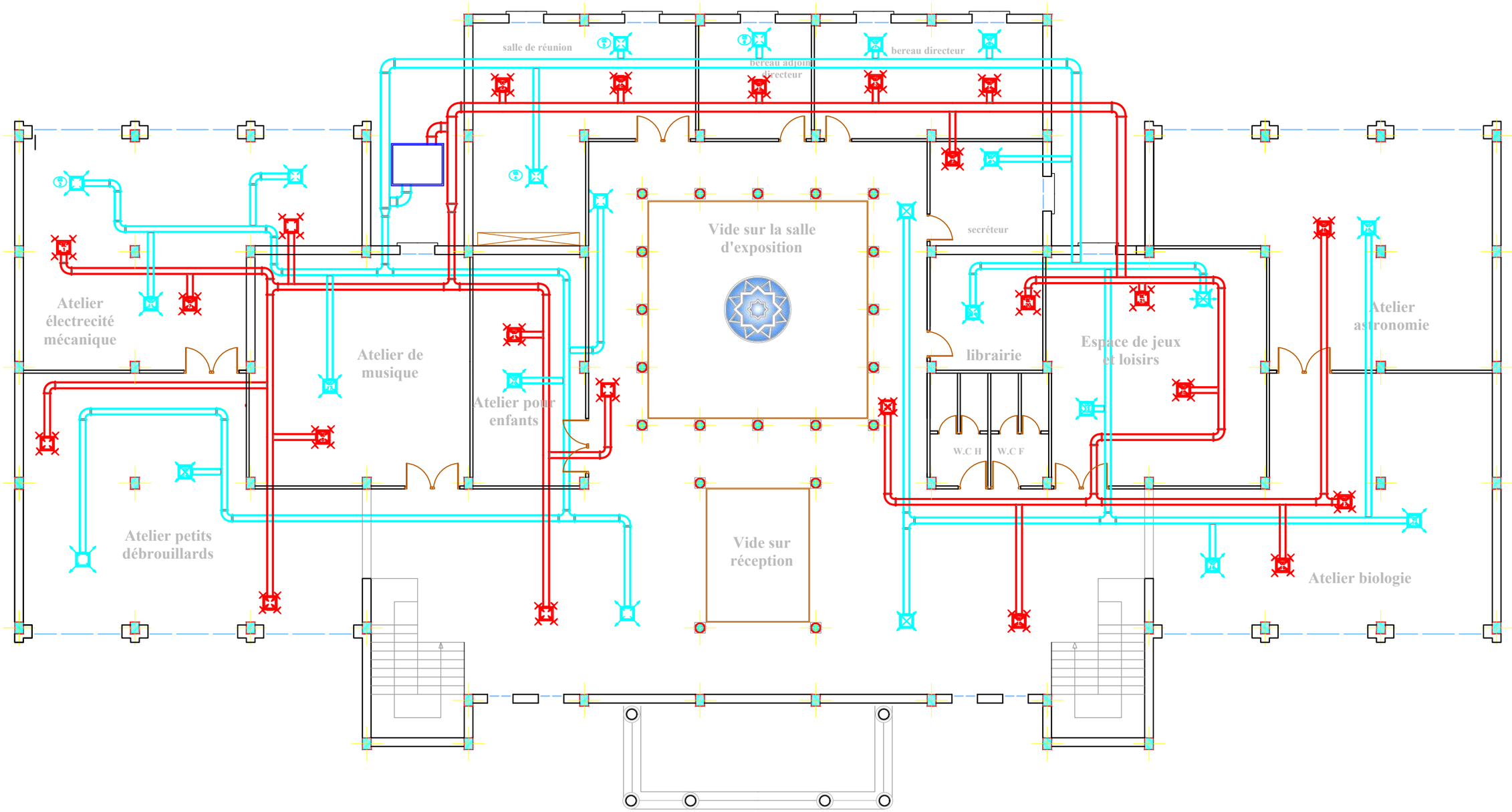

Chambre 02
Chambre 01
Sejour
Cuisine
S.D.B.
W.C
Salle de projection
Exposition
Cafete
Bibliotheque
W.C H
W.C F
Cyber café
Hall de réception

PLAN DE R.D.C

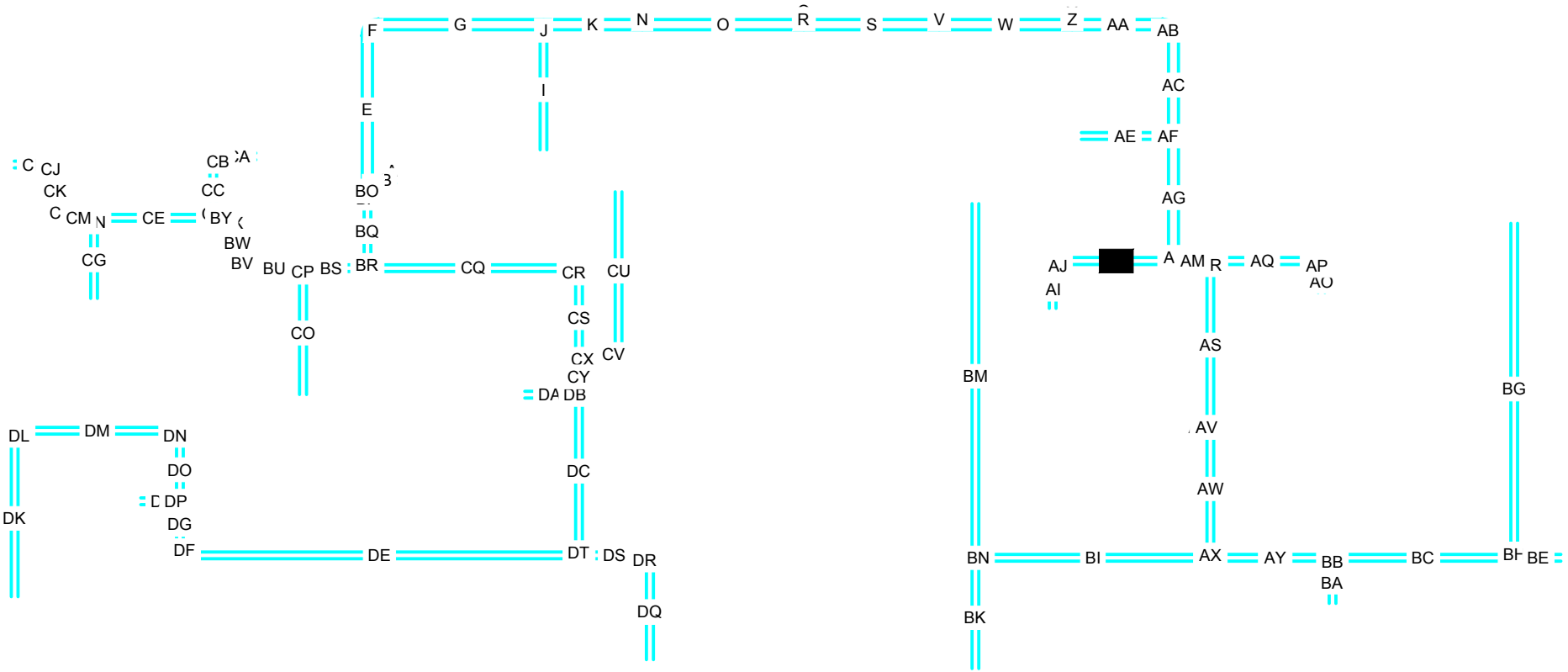


DzetaCAD : 05/07/2021 , 14h29.

Nom du réseau: Reseau rez de chausser souflage C1



PLAN DE 1er ETAGE



DzetaCAD : 04/07/2021 , 17h54.

Nom du réseau: Reseau souflage etage 01 c

Chapitre IV :
Résultats Et Discussions

IV. Introduction

Tous projet d'installation de climatisation d'une construction commence par le calcul du bilan thermique, ce dernier permet de calculer les apports frigorifiques d'été et les déperditions en hiver afin de déterminer les puissances nécessaires des équipements de climatisation et de chauffage à installer, et aussi le calcul du débit d'air neuf recommandé au type de l'usage de chaque local ou bien le comportement des personnes ou d'équipements présents dans l'espace.

A respecter pour les calculs : les coefficients d'échange global des différents types de parois, le nombre des occupants, nature du comportement des occupants, le programmehoraire et quotidien d'occupation, les valeurs des gains dissipés à partir des appareils électriques et de cuisine, type du local, l'orientation des murs extérieurs, les surface des (parois, plancher, plafond).

Les apports par renouvèlement de l'air sont négligeables pour les appartements et lefacteur de majoration est 10%. Pour faciliter les calculs on utilise le logiciel de l'Excel pour le traitement de résultats de la simulation.

IV.1.3 Les caractéristiques surfaciques

- Les parois extérieure (double cloison) premier mur ver le sud S=33.2 m^2.
- deuxième mur ver le nord S= 16 m^2.
- troisième mur ver l'est S= 46.84 m^2. comporte 3 fenêtres S=3.1m×4 m
- (avec K_{me} = 1.46 $W/m^2.°C$) .
- (avec K_f = 3.55 $w/m^2.°c$) .
- La paroi intérieure (en contact avec l'espace non climatisé)

K_{mi} = 2.32 $w/m^2.°c$, K_{po} = 3 $w/m^2.°c$) .

- Le plancher haut du local S=79.91 m^2 (avec K_{toit} =0.43 $W/m^2.°C$) .

IV.1.4 Les températures

- $TS_{b,e}$= 37°C et TS_m = 26°C .
- $TS_{b,i}$ = 25°C (la température intérieure climatisé) .
- $HS_{b,e}$ =11g_{vap}/kg_{as} (humidité spécifique extérieure) .
- $HS_{b,i}$ =8.4g_{vap}/kg_{as} (humidité spécifique intérieure) .

IV.1.5 K_{me} (K du mur double cloison simple)

Le coefficient K_{me} et donné par la formule suivante :

- $Kme = 1/ [(1/hi) + (1/he) + \Sigma R]$

Où :

- Σ R (en $m^2.°C/W$) représente la somme des résistances thermiques des différentes couchesde matériaux constituant la paroi.

- la somme ($1/h_i+1/h_e$) en ($m^2.°C/W$) représente la somme des coefficients d'échange superficiel.

Remarque : Pour une paroi verticale en contact avec l'extérieur on prend Tableau 1: La résistance thermique d'un mur double cloison

Tableau IV.1 : La résistance thermique d'un mur double cloison

	désignation	e (m)	λ(w/m.°c)	R=e/λ (m^2°C/w)
1	Enduit ciment	0.015	1,4	0,01
2	Brique creuse	0,1	0,58	0,172
3	Lame d'air			0,16
4	Brique creuse	0,1	0,58	0,172
5	Enduit ciment	0.015	1,4	0,01
6	Enduit plâtre	0,005	0,35	0,0142
				∑ R=0,539

$1/h_i+1/h_e = 0.14\ m^2.\ °C/W$

Kme =1/ (0.14+0,539)= 1,472 W/m2.°C

IV.1.6 Calcul des apports calorifiques

Remarque : pour faciliter et rapidité les calcule on utilise le programme l'Excel pourprogrammer les équations (1 jusqu'a 22).

IV.1.6.1 Apportes à travers les parois opaques

$$APO\ (15h)= 1.2\times K_{été}\times S_{int}\times \Delta te\ (15h) \quad \text{.....(IV-1)}$$

Paroi ensoleillée :

$$\Delta te(t) = \Delta tes(t)+C_{\Delta te} + \alpha/0.9\times [\Delta tem(t)- \Delta tes(t)] \times I_{t,b} / I_{t,b(40)} \quad \text{.....(IV-2)}$$

Paroi à l'ombre 24h/24 :

$$\Delta te(t) = \Delta tes(t)+C_{\Delta te} \quad \text{.....(IV-3)}$$

Avec :

- Kmé = 1.46 (W/m².°C).
- S m1 = 33,2 (m²).
- S m2 = 1 6 (m²).
- S m3 = 46,84-37.2=9,64 (m²).

Résumer le résultat dans le tableau suivant :

Tableau IV.2 : APO(t) externe

APO(t) éxtré	En Soleiller	Coef Mj	K_mé	S	Δtes(t)	C_Δte	A	Δtem(t)	I_d,b	I_d,40	Δte(t)	OPA (t)	
	Mure 01	1,2	1,46	33,2	4,4	0,85	0,5	13,9	186,6	217	9,788402458	569,3561327	S
	Mure 02	1,2	1,46	9,64	4,4	0,85	0,5	7,2	516	516	6,805555556	114,9409333	E
	Mure 03	1,2	1,46	0	4,4	0,85	0,5	10,6	516	516	8,694444444	0	O
	A L'ombre	Coef M	K_mé	S	Δtes(t)	C_Δte					Δte(t)	OPA (t)	
	Mure 04	1,2	1,45	16	4,4	0,85					5,25	146,16	N

IV.1.6.2 Parois intérieures

$$APO\ (15h) = K_{été} \times S_{int} \times \Delta tInc(15h) \quad .....(IV\text{-}4)$$

Δ tlnc est donné par la formule suivante :

$$\Delta tInc\ (15h) = [(TSe\ (15h) - C_{lnc}) - TS_{b,i}] \quad .....(IV\text{-}5)$$

Pour notre exemple le mur intérieur en contact avec paroi conditionné. Mais on considéré que le paroi non conditionner pour faire un exemple de calcule.

Avec:

- K mi = 2.32 (W/m². °C).
- $TS_e(t) = 40$ (°C).
- $TS_{b,\,i} = 25$(°C).

Résumer le résultat dans le tableau suivant :

Tableau IV.3: APO(t) interne

APO(t) inte	Non conditionner	K_mi	S_int	TS_e(t)	C_inct	TS_b,i	ΔTInc	OPA(t)	Résultat
	Mure 04 (exemple)	2,32	30.8	40	6	25	9	475,792	O
	Petite Porte	3	0	40	6	25	9	0	

IV.1.6.3 Parois en contact avec le toit

$$APO\ (15h) = 1.2 \times K_{été} \times S_{int} \times \Delta te(15h) \quad .....(IV\text{-}6)$$

Paroi ensoleillée :

$$\Delta te(t) = \Delta tes(t) + C_{\Delta te} + \alpha/0.9 \times [\Delta tem(t) - \Delta tes(t)] \times I_{t,b} / I_{t,b(40)} \quad .....(IV\text{-}7)$$

Avec :

- K toit = 0,43 (W/m². °C).
- S toit = 79,91 (m²)

Résumer le résultat dans le tableau suivant :

Tableau IV.4: APO(t) toiture

Apo(t) toit	En Soleiller	Coef Mj	K_mé	S	Δtes(t)	C_Δte	α	Δtem(t)	I_d,b	I_d,40	Δte(t)	Résultat	
	toit	2,2	0,43	79,91	17,2	0,85	0,5	3,3	734	734	10,327	419,343	h

Résumer les tableaux président dans seul tableau :

Tableau IV.5: APO(t)

	En Soleiller	Coef Mj	K_mé	S	Δtes(t)	C_Δte	α	Δtem(t)	I_d,b	I_d,40	Δte(t)	Résultat	
APO(t) exté	Mure 01	1,2	1,46	33,1	4,4	0,85	0,5	13,9	186,6	217	9,7884	569,356	S
	Mure 02	1,2	1,46	9,64	4,4	0,85	0,5	7,2	516	516	6,805	114,940	E
	G.Porte	1,2	3	0	4,4	0,28	0,5	10,6	516	516	8,6944	0	
	A L'ombr	Coef Mj	K_mé	S	Δtes(t)	C_Δte					Δte(t)		
	Mure 03	1,2	1,45	16	4,4	0,85					5,25	146,16	N
APO(t) inte	Non condition	K_mi	S_int	TS_e(t)	C_inct	TS_b,i					ΔTInc		
	Mure 04	2,32	0	40	6	25					9	0	O
	P.Porte	3	0	40	6	25					9	0	
Apo(t) Toit	En Soleiller	Coef Mj	K_mé	S	Δtes(t)	C_Δte	α	Δtem(t)	I_d,b	I_d,40	Δte(t)		
	Toit	1,2	0,43	79,91	17,2	0,85	0,5	3,3	734	734	10,327	419.343	
											Totale	1246,800	

Donc APO(t) = 1246,800 (W)

IV.1.6.4 Apports à travers les parois vitrées

$$AV(t) = AVT(t) + AVE(t) \quad \text{(IV-8)}$$

$$AVT(t) = 1.2 \times K_{été} \times S_{ouv} \times [TS_e(t) - TS_{b,i}] \quad \text{(IV-9)}$$

$$AVE(t) = [SV_{ens} \times I_t + (SV - Sv_{ens}) \times I_d] \times FS \times N_{PVI}(t) \quad \text{(IV-10)}$$

Avec :

- $SV_g = S_{ouv} = 12.4\ (m^2)$.
- $SV_p = S_{ouv} = 4.18\ (m^2)$.

- $K_{fené} = 3.55\ (w/m^2.°c)$.
- $TS_{b,e} = 37\ (°C)$.
- $TS_{b,i} = 25\ (°C)$.
- Le rayonnement total maximal réel $\mathbf{I_t}$ et le rayonnement diffus maximal réel $\mathbf{I_d}$ sontdonnés par :

$$I_t = [C_{cadre} \times C_{limp} \times C_{alt} \times C_{ros}] \times I_{t,b} \ldots\ldots\ldots (IV\text{-}11)$$

$$I_d = [C_{cadre} \times C_{limp} \times C_{alt} \times C_{ros}] \times I_{d,b} \ldots\ldots\ldots (IV\text{-}12)$$

Avec :

- $C_{cadre} = 1$.
- $C_{limp} = 1$.
- $C_{alt} = 1.021$.
- $C_{ros} = 1.05$.

Calculer la surface

en solaire (SV_{ens}) :

On a:

$$SV_{ens}= (H- H_0) (L- L_0)$$

$L_0=Rtg\beta$; $H_0=Rtgh/cos\beta$; $\beta=a-a_m$

$$Sina=cos\delta \ sinw/cosh$$

$\delta=23.45 \ sin \ (360/365 \ (N+284))$

le 21 juillet a 15h : N=202

$$w \ (15h)=45^0 \quad ; \quad \delta=20.44 \ ; \varphi=36.27^0$$

$Sinh= sin\delta \ sin\varphi+cos\delta \ cos\varphi \ cosw = sin20.44$

$sin36.27+cos20.44 \ cos36 \ cos45sinh =0.740$; $h=47.78^0$

$$sina =cos20.44 \ sin45/cos47.78$$

Sina=0.986 ; a=80.40

Ouest: $S_{ens}= 1.569m^2$; Avec : $a_m= 90°$Est: $S_{ens}= 1.836m^2$;

Nord: $S_{ens}= 0m^2$; Avec : $a_m= 180°$

Sud: $S_{ens}= 0.451m^2$; Avec : $a_m= 0°$

I_t, I_d : (voir le tableau suivant)

Tableau IV.6: AVT(t)

	SE	A	a m	h	β	H	H 0	L	L 0	SV ens	I t	SV	Id	F s	Npiv		Résulta
AVE (t)	2	80,4	180	47,84	-99,6	0	-0,66	0	0,59	0	51,58	0	50,386	1	0,96	N	0
	2	80,4	0	47,84	80,4	0	0,66	0	0,59	0,451	51,58	0	232,634	1	0,67	S	0
	2	80,4	-90	47,84	170,4	4	-0,11	3,1	-0,016	1,836	51,58	12,4	553,177	1	0,23	E	-33,530
		80,4	90	47,84	-9,6	0	0,11	0	-0,016	1,568	51,58	0	553,177	1	0,61	O	0

Tableau IV.7 : AVE(t)

	SE	Coef	K fenêtres	Sou	Tse	Tsi	Résultat
AVTt(t)	4	1,2	5,2	12,4	37	25	3017,66
	2	1,2	5,5	0,96	37	25	0

Donc : AV(t)= 5137,4 (W)

IV.1.6.5 Apports des chaleurs internes

$$AI(t)=\sum_j(CS_j \times AI_{s.j} \times N_{Al.j}) + (\sum_j(CS_j \times AI_{l.j}) \text{ ..... (IV-13)}$$

Avec :

- Occupant (10)
- Appareille électrique (3)
- Eclairage fluorescent (12)

Résumer le résultat dans le tableau suivant :

Tableau IV.8 : AI(t)

		∑ j	CS j	AI sj	NAI j	AI lj		Somme AI(t)
Occupant		10	0,8	63	0,93	69		1020,72
Machine éléc	Micro ordina	1	0,6	450	0,93	0		251,1
	Téléphone	0	0,6		0,93			0
	Impriment	1	0,6	336	0,93	0		187,488
	photocopieur 100 cop/h	1	0,6	100	0,93	0		55,8
		∑	W n	Cme	Ccr			
l'éclairage		12	60	1,25	0,35			315
							Total	1830,104

Donc : AI(t) = 1830,104 (W)

IV.1.6.6 Apports de chaleur par introduction d'air extérieur

Les gains sensibles :

$$ARENs\ (t) = 0{,}320 \times qvan \times (TSe(t) - TSb,i) \quad \text{..... (IV-14)}$$

$$AINFs\ (t) = 0{,}320 \times qvinf \times (TSe(t) - TSb,i) \quad \text{..... (IV-15)}$$

$$qvinf = \sum(qvo\ inf,i \times S\ ouv,i) \quad \text{..... (IV-16)}$$

Calculer qvinf :

Tableau IV.9 : Qvinf

	somme	qvo inf,i	s ouv,i	Résultat
q van	2	21,7	6,124	116,616
	4	8,7	1,68	58,464
	2	8,7	0,96	16,704
			Total	191,784

Résumer le résultat dans le tableau suivant :

Tableau IV.10 : AINFSs et ARENs

	coef	q van	Tse	Tsi	Somme	Total
AINFS s	0,32	191,784	37	25		736,450
AREN s	0,32	191,784	37	25	11	397,418

Les gains latents :

$$AINF\ s = 0{,}797 \times qvinf \times Max.\ [(HSb,e - HSb,i)] \quad .....(\ IV\text{-}17)$$

$$AINF\ l = 0{,}797 \times qvan \times Max.\ [(HSbe - HSb,i)] \quad .....(\ IV\text{-}18)$$

Résumer le résultat dans le tableau suivant :

Tableau IV.11 : AINFS et AINF l

	coef	q van	HS be	HS bi	Somme	Total
AINF s	0,797	340,9496	11	10		1591,088
AINF l	0,797	18	11	10	12	858,608

En fin la somme de tous les apports calorifiques présentés dans le tableau suivant :

Tableau IV.12 : La somme tous les apports

APPORTS	APO(t) (W)	AV(t) (W)	AI(t) (W)	AINFs (W)	AINFi (W)	ARENs (W)	ARENi (W)	TOTAL (W)
E102	1249,80	5137,4	1830,11	1591,09	858,61	736,45	397,41	11800,87

Les résultats total de travail sont résume au tableau suivants :

Tableau IV.13 : Résultats totale de bilan thermique

Apports / Chambres	APO(t) (W)	AV(t) (W)	AI(t) (W)	AINFs (W)	AINFi (W)	ARENs (W)	ARENi (W)	TOTAL (W)
R.D.C								
Bibliothèque	2274.87	15907,3	6520,19	3155,01	1702,56	1569,12	846,75	31975.80
Cafète	1017,96	583,34	5439,18	838,74	452,61	680,24	367,08	9379,15
Hall de réception	4509,32	5422,39	3315,17	1995,66	1076,93	3142,38	1695,74	21157,59
Salle de projection	799,85	583,34	7711,14	552,76	298,29	814,58	439,58	11199,54
Cyber café	1236,82	10769,9	8108,30	1912,23	1031,91	791,07	426,89	24277,12
Séjour	789,77	588,9	1350,57	270,37	145,90	646,4	348,82	4140,73
Chambre	480,36	198,87	481,49	222,26	119,94	646,4	348,82	2498,14

01								
Chambre 02	209,88	198,87	481,49	222,26	119,94	646,4	348,82	2227,66
1er étage								
Atelier astronomie	1249,80	5137,4	1830,11	1591,09	858,61	736,45	397,41	11800,87
Atelier biologie	1193,4	10769,9	1774,31	1912,23	1031,91	790,64	426,66	17899,05
Espace de jeux et loisirs	678,07	198,867	2356,44	396,42	213,92	646,4	348,82	4838,94
Atelier électricité	1111,96	5137,4	1586,82	1591,09	858,61	736,45	397,41	11419,74
Atelier petits débrouillard	915,41	10769,9	1335,72	1912,23	1031,91	791,47	427,10	17183,74
Atelier de musique	453,96	198,867	1335,72	396,42	213,92	646,4	348,82	3594,12
Atelier pour enfants	163,73	0	1178,22	348,31	187,96	646,4	348,82	2873,44
Salle de réunion	848,83	397,73	1948,15	444,53	239,88	646,4	348,82	4874,34
Bureau adjoint de directeur	250,70	198,87	826,85	222,26	119,94	646,4	348,82	2613,84
Bureau directeur	782,65404	397,734	853,10	270,37	145,90	646,4	348,82	3444,98
Sécréteur	295,9324307	222,832	826,85	222,26	119,94	646,4	348,82	2683,03
Librairie	299,0161639	0	1376,82	174,16	93,98	646,4	348,82	2939,2
Vide de réception	4136,2	1222,9	2318,58	141,12	76,15	3131,14	1689,67	12715,76
TOTAL								205736,78