

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche scientifique
Université Mouloud MAMMARI de Tizi-Ouzou Faculté de Génie de la
construction Département de Génie mécanique



MEMOIRE DE FIN D'ETUDE

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie mécanique

Option : Froid Chauffage Et Climatisation

Thème :

**Etude et simulation numérique de la ventilation naturelle dans
une maison individuelle.**

Encadré par : M. FOUCHANE SIDALI

Réalisé par :

M. REDAOUI SAMIR

M. TAMACHE MOULOUD

Devant le jury composé de :

Président : M. FERROUK Mohammed

Examineur : M. BELTAGY Hani

Promotion 2019/2020

DEDICACE

Qu'ALLAH nous pardonne.

Qu'ALLAH nous guide dans le bon chemin.

Tous les mots ne sauraient exprimer la gratitude, l'amour, le respect, la reconnaissance, c'est tout simplement que : Je dédie cette thèse de master à :

***A ma très chère mère :** Tu représentes pour moi la source de Tendresse et l'exemple de dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager. Tu as fait plus qu'une mère puisse faire pour que ses enfants suivent le bon chemin dans leur vie et leurs études.*

***A Mon très cher Père :** Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, le dévouement et le respect que j'ai toujours pour toi papa. 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 le long de ces années.*

A ma très chère fiancée :

A mes très chères sœurs :

Vous avez toujours été présentes pour moi. Je vous souhaite un avenir plein de joie, de bonheur, de réussite et de sérénité. Je vous exprime à travers ce travail mes sentiments de fraternité et d'amour. Que dieu vous protège et consolide les liens sacrés qui nous unissent.

A mes très chers amis :

*A mon binôme qui est avant tout un ami **TAMACHE MOULOU** avec qui j'ai passé une année formidable où l'on a partagé des moments de joie et de malheur.*

Je ne peux trouver les mots justes pour vous exprimer mon affection. En témoignage de l'amitié qui nous uni et des souvenirs de tous les moments que nous avons passés ensemble.

A tous mes camarades et mes amis qui m'ont beaucoup aidé, sans oublié les gens de la promotion de structures.

Mes enseignants de génie Mécanique :

Qui m'ont éclairé sur ce chemin du savoir et qui doivent voir dans ce travail la fierté d'un savoir bien acquis.

A tous ceux qui m'aiment et que j'aime.

REDAOUI SAMIR

Dédicace

J'ai toujours pensé faire ou offrir quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti des efforts rien que pour me voir réussir, Et voilà, l'occasion est venue.

A ceux qui m'ont donné la vie, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.

A ceux qui sont la source de mon inspiration et de mon courage, à qui je dois de l'amour et la reconnaissance.

A mes parents.

A tous mes frères et sœurs.

A mon binôme REDAOUI Samir et sa famille. A tous mes Amis.

A tous les étudiants de la faculté génie de la construction ainsi que les étudiants de l'université de Mouloud Mammeri.



REMERCIEMENTS

*Nous remercions avant tout Allah, de nous avoir donner la force
d'accomplir ce travail.*

*Nous tenons à remercier tous les membres de nos familles pour leur soutien
moral et leurs encouragements durant toutes nos années d'études.*

*Nous tenons à remercier notre encadreur M. FOUCHANE SIDALI
d'avoir accepté d'encadrer notre travail et pour son assistance et sa contribution,*

*Nous tenons à remercier les membres de jury qui ont bien voulu accepter
d'examiner ce travail.*

*Nous tenons à remercier tous nos enseignants et ceux qui ont participé à
notre formation.*

*Nous tenons à remercier enfin nos collègues pour leur aide et leur
encouragement.*

NOMENCLATURE

Symbole	Signification	Unité
K	Coefficient de transmission surfacique	W/m ² . °C
Kmoy.	Coefficient de transmission surfacique moyen	W/m ²
Kg	Coefficient de transmission surfacique global	W/m ² . °C
Kw	Coefficient de transmission thermique de la fenêtre, de la porte ou de la porte-fenêtre	W/m ² . °C
Kg	Coefficient surfacique en partie centrale du vitrage	W/m ² . °C
Kf	Coefficient surfacique moyen de la menuiserie	W/m ² . °C
Kp	Coefficient surfacique en partie centrale du panneau opaque	W/m ² . °C
Kmr,tot	Coefficient surfacique moyen de la façade rideau	W/m ² . °C
Kmri	Coefficient surfacique moyen du module i	W/m ² . °C
Kwn	Coefficient de transmission surfacique du vitrage nu	W/m ² . °C
kl	Coefficient de transmission linéique	W/m. °C
S	Surface intérieure de la paroi	m ²
he	Coefficient extérieur d'échanges superficiels	W/m ² .°C
tbi	Température intérieure de base	°C
tbe	Température extérieure de base	°C
R	Résistance thermique	m ² .°C/W
c	Capacité thermique massique	J/kg.°C
z	Différence de niveau entre le niveau de la face supérieure du plancher et le niveau du sol	m
Tau	Coefficient de réduction de température	–
Vh	Volume habitable du local ou hors œuvre	m ³
Qs	Débit supplémentaire dû au vent	m ³ /h
Qvref	Débit de ventilation extrait de référence	m ³ /h
Qvmin	Débit de ventilation extrait minimal de référence	m ³ /h
Qvmax	Débit de ventilation extrait maximal de référence	m ³ /h

P	pression atmosphérique	Pa
Po	Perméabilité à l'air d'un ouvrant sous une différence de pression de 1 Pa	m ³ /h. m ²
PV	Perméabilité à l'air d'un volume sous une différence de pression de 1 Pa	m ³ /h
PL	Perméabilité à l'air d'un logement sous une différence de pression de 1 Pa	m ³ /h
ev	Coefficient d'exposition au vent	–

Notion des apports

Symbole	Signification	Unité
A	Apports calorifiques	W
AE	Apports calorifiques effectifs	W
AI	Apports calorifiques internes	W
APO	Apports calorifiques par une paroi opaque	W
AREN	Apports calorifiques dus au renouvellement d'air	W
AINF	Apports calorifiques dus aux infiltrations d'air extérieur	W
AT	Apports calorifiques totaux	W
AV	Apports calorifiques à travers les parois vitrées	W
AVE	Apports par rayonnement solaire à travers les parois vitrées	W
AVT	Apports par transmission à travers les parois vitrées	W
Aabs	Apports absorbé	W
Atra	Apports traversant	W
BF	Facteur de by-pass	-
C	Coefficient de correction (selon les cas)	-
CS	Coefficient de simultanéité	-
E	Ecart diurne	°C
DH	Degré hygrométrique	-
ENT	Enthalpie	kJ/kgas
EAT	Ecart annuel de température	°C
FS	Facteur solaire	-
HR	Humidité relative	%
HS	Humidité spécifique d'air	gvap./kgas
I	Rayonnement	W/m ²
K	Coefficient surfacique de transmission calorifique	W/m ² .°C
L	Latitude	degré
M	Masse rapportée à la surface du plancher	kg/m ²
N	Coefficient d'amortissement	-
PC	Pouvoir calorifique	J/m ³
PP	Pression partielle de vapeur d'eau	Pa

TH	Température humide de l'air	°C
TO	Temps officiel	h
TR	Température de rosée	°C
TS	Température sèche de l'air	°C
TSV	Temps Solaire Vrai	h
V	Volume	m ³
VS	Volume spécifique	m ³ /kgas

Indices

Symbole	Signification	Unité
<i>a</i>	Coefficient réglementaire	W/m ² .°C
alt	Altitude.....	m
<i>c</i>	Coefficient réglementaire	W/m ² .°C
<i>e</i>	épaisseur	m
<i>e'</i>	Coefficient réglementaire.....	W/m ² .°C
<i>h</i>	Coefficient d'échange superficiel	W/m ² .°C
<i>k</i>	Coefficient linéique d'émission calorifique.....	W/m.°C
<i>m</i>	Masse	kg
<i>qm</i>	Débit massique	kg/s
<i>qv</i>	Débit volumique.....	m ³ /s
<i>qvo</i>	Débit volumique d'infiltration pour un ouvrant.....	m ³ /h.m ²
<i>r</i>	Résistance thermique d'échanges superficiels.....	m ² .°C/W
<i>z</i>	Différence de niveau (paroi en contact avec le sol)	m
<i>α</i>	Facteur d'absorption	-
<i>λ</i>	Conductivité thermique	W/m.°C

symboles	Signification	Unité
ΔTs	Différence de températures sèches.....	°C
Δte	Différence de température équivalente.....	°C
Δtes	Différence de température équivalente non corrigée (conditions standard) pour une paroi ensoleillée	°C
Δtem	Différence de température équivalente non corrigée (conditions standard) pour une paroi l'ombre	°C

Symbole	Signification
DTR	Document thermique règlementaire
PCM	Matériau a changement de phase
AI	Apports internes
PH	Paroi horizontale
PH	Paroi horizontale
PH	Paroi horizontale
PV	Paroi verticale
PVI	Paroi vitrée
an	air neuf
inf	d'infiltration
l	latent
lnc	local non climatisé
max	maximal
min	minimal
réf. s	référence sensible
sup	supérieur

Lettres Gracques

- β : Coefficient de la dilatation
 ε : taux de dissipation de l'énergie cinétique
 μ : viscosité dynamique [Kg/m. s]
 Γ : Coefficient de diffusion
 Φ : Grandeur quelconque
Re : Nombre de Reynolds.
Pr : Nombre de Prandtl.
Nu : Nombre de Nusselt.
Ra : Nombre de Rayleigh.
Gr : Nombre de Grashoff.

ABREVIATION

- EDP : équation à la dérivée partielle.
MDF : Méthode des différences finies.
MEF : Méthodes des éléments finies.
MVF : Méthodes des volumes finies.
CFD: Computational Fluid Dynamics.
Gambit: Geometry and Mesh building intelligent Toolkit.
Quick: Quadratique Upwind interpolation for convective Kinetics.
PRESTO : pressure staggering option.

Résumé

Le thème du présent travail vise à étudier le comportement thermique d'une maison individuelle rafraîchis naturellement (dans notre cas se sont des systèmes de ventilation naturelle), et à préciser l'influence des systèmes sur la distribution des températures et des vitesses de l'air dans la maison. Pour cela, nous nous sommes attachés à visualiser les écoulements d'air et à connaître les champs de vitesse et de température à l'aide d'un code de calcul Fluent –Gambit (Computational fluid dynamic, CFD). Nous avons choisi pour atteindre ce but, la modélisation à l'aide du code de champs Fluent, dans l'étude de quatre cas.

Summary

The topic of the present job aims at studying the thermal behavior of a single-family home cooled of course (in our case, these are systems of natural aeration), and to specify the influence of systems on the distribution of temperatures and speed of air in the home. For it, we set out to show the flows of air and to know the fields of speed and temperature with the aid of a code of counting Fluent – gambit (dynamic Computational fluid, CFD). We chose to attain this purpose, modeling with the aid of the code of fields Fluent, in the study of four cases.

ملخص

يهدف موضوع هذا العمل إلى دراسة السلوك الحراري للمنزل المنفصل المبرد بشكل طبيعي (في حالتنا أنظمة التهوية الطبيعية)، وتوضيح تأثير الأنظمة على توزيع درجات الحرارة وسرعات الهواء في المنزل. للقيام بذلك، ركزنا على تصور تدفقات الهواء ومعرفة مجالات السرعة ودرجة الحرارة باستخدام كود حساب Fluent (Gambit-ديناميكي الموائع الحسابية، CFD) لتحقيق هذا الهدف، اخترنا النمذجة باستخدام رمز المجال Fluent، في دراسة أربع حالات.

Introduction générale

La ventilation est un secteur clé du bâtiment, dont le rôle est d'assurer un air sain et confortable toute l'année, tout en minimisant les consommations énergétiques. Notre travail consiste à apporter des éléments de réponses et des pistes d'amélioration pour l'élaboration de stratégies de ventilation, à partir de travaux expérimentaux et numériques.

Une mauvaise maîtrise de la ventilation d'un local aura des conséquences néfastes sur la qualité de l'air intérieur, la conservation du local et les consommations d'énergie. Dans la vie de ce dernier, à cause du simple vieillissement ou dans le cadre de réhabilitations ou de restructurations, les installations de ventilation doivent faire l'objet de modifications.

La ventilation naturelle est un élément clé d'une architecture traditionnelle et aussi un facteur essentiel pour l'architecture climatique. Elle permet également d'évacuer les odeurs et les polluants qui s'y accumulent, d'éliminer l'excès d'humidité et de fournir aux appareils à combustion l'oxygène dont ils ont besoin pour fonctionner sans danger pour notre santé. La ventilation naturelle est à nouveau au goût du jour, à la fois dans les habitations individuelles et dans les bâtiments publics. Renouveler l'air n'est pas le seul objectif de la ventilation. Elle est également utilisée dans les régions arides pour modifier la température intérieure et pour créer une sensation de fraîcheur dans les bâtiments.

Il existe trois approches permettant d'étudier le problème du cheminement de l'air dans un local :

L'expérience, la simulation numérique et l'utilisation de formules simplifiées permettant de déterminer les vitesses et températures d'air dans le local, sachant que ces deux paramètres sont déterminants pour l'évaluation du confort.

Notre travail penche vers la simulation numérique de l'écoulement et le transfert de chaleur réalisé à partir des équations de transfert. La méthode numérique est celle des volumes finis.

Objectif du travail

L'objectif du présent travail est premièrement calculer le bilan thermique de la maison, ensuite la simulation numérique de l'écoulement laminaire et turbulent d'un mouvement de l'air dans un local.

La maîtrise du code fluent précédera tout autre objectif, nous essayerons de nous familiariser avec le préprocesseur gambit pour la construction d'une géométrie avec génération de

maillage et incorporation des conditions aux limites. Ensuite nous procéderons au code de simulation proprement dit.

1. Contenu du mémoire

Ce travail est composé de quatre chapitres.

Le premier chapitre contient les généralités sur le confort et les différents types de ventilation. Le deuxième chapitre comportera le calcul d'un bilan thermique d'un local.

Le troisième chapitre comportera une formulation numérique et présentera le générateur de maillage GAMBIT et le code de calcul FLUENT.

Dans le dernier chapitre nous évaluerons et discuterons les résultats des simulations trouvés à l'aide de FLUENT.

Le mémoire se termine par une conclusion générale qui retrace le bilan de cette étude et les recommandations proposées pour la continuité de cette étude.

I.1 Introduction :

Assurer une sensation de chaleur en hiver et se préserver des fortes chaleurs en été est depuis longtemps un souci majeur pour les concepteurs des bâtiments. D'ailleurs, un des objectifs de l'architecture réside dans la satisfaction des occupants par le bien être thermique.

Le confort peut être défini comme le degré de désagrément ou de bien-être produit par les caractéristiques de l'environnement intérieur d'un bâtiment. Une telle définition considère une interaction entre l'individu et l'espace qui l'entoure, c'est-à-dire, entre des conditions ambiantes physiquement mesurables et certaines conditions individuelles qui affectent notre perception.

La qualité de vie à l'intérieur de l'espace a été souvent rapprochée à une appréciation thermique en premier lieu.

Si un logement n'est pas ventilé, l'oxygène viendrait à manquer, les microbes se développeraient, l'humidité favoriserait l'apparition de moisissures. Ainsi, une bonne ventilation est nécessaire pour renouveler l'air mais aussi pour évacuer les polluants toxiques et autres allergènes. Ce qui va nuire au confort.

Pour garantir une atmosphère saine dans toutes les pièces du bâtiment et préserver le confort et la santé de ses habitants, deux solutions :

La première est la ventilation naturelle. Zoom sur un procédé économique, écologique et efficace, qui n'exige aucun élément mécanique consommant de l'électricité à outrance ; et la ventilation mécanique.

La seconde est la ventilation mécanique (ou artificielle) est destinée à suppléer de façon totale ou partielle une ventilation absente ou inefficace.

Une ventilation a un rôle qui est l'obtention d'un confort d'été en favorisant les échanges thermiques convectifs et évaporatifs. L'augmentation du renouvellement d'air permet d'accroître les échanges avec l'air extérieur et de refroidir le bâtiment lorsque la température de l'air extérieur est inférieure à celle de l'air intérieur. Le renouvellement d'air doit être limité quand les températures s'inversent.

I.2 Confort thermique :

I.2.1 Définition

Le confort thermique est une sensation de bien-être lorsqu'on est exposé à une ambiance intérieure. Le confort thermique ne dépend pas exclusivement de la température, mais

également des conditions d'humidité de l'air intérieur, des éventuels courants d'air, du niveau de respirabilité de l'air ou de qualité d'air intérieur. La température à elle seule dépend d'une température résultante sèche, sorte de moyenne des températures intérieures et rayonnées par les différents corps et parois.

A titre d'exemple, le confort thermique ne peut être atteint à 22°C de température sèche intérieure avec des murs froids alors qu'à 18°C soit 4 degrés en moins, il est atteint et de plus de manière plus satisfaisante, avec un rayonnement homogène des corps en présence, y compris l'individu qui ressent les différents rayonnements. Autre sensation analogue, en montagne alors que l'air est à +10°C, avec un bon rayonnement du soleil, le confort thermique peut être atteint facilement.

Le confort c'est tout ce qui contribue au bien-être, à la commodité de la vie matérielle

Bien-être : sensation agréable, procurée par la satisfaction Des besoins physiques l'absence de contraintes psychologique

Commode : qui se prête aisément et d'une manière appropriée à l'usage qu'on fait. Le confort thermique a deux composantes le confort (global) et le confort (local) est associée aux non uniformités proche du corps humain. La difficulté majeure est de caractériser une sensation humaine par une valeur numérique sachant que le confort thermique est une notion très complexe faisant intervenir physiologique et psychologique

I.2.2 Les paramètres affectant le confort thermique :

Les paramètres physiques d'ambiance, au nombre de quatre, sont la température de l'air, la température moyenne radiante, la vitesse de l'air, et l'humidité relative de l'air

Les paramètres liés à l'individu, ils sont multiples, on recense notamment deux paramètres principaux qui sont l'activité et la vêtue de l'individu ;

Les Paramètres liés aux gains thermiques internes, gains générés dans l'espace par des sources internes autres que le système de chauffage. (Éclairages, appareils électriques, postes informatiques... etc).

I.2.3 Paramètres liés à l'ambiance extérieure

I.2.3.a La température de l'air ambiant :

La température de l'air, ou température ambiante (**T_a**), est un paramètre essentiel du confort thermique. Elle intervient dans l'évaluation du bilan thermique de l'individu au niveau des échanges convectifs, conductifs et respiratoires. Dans un local, la température de

l'air n'est pas uniforme, des différences de températures d'air se présentent également en plan à proximité des surfaces froides et des corps de chauffe [1].

I.2.3.b La vitesse de l'air :

La vitesse de l'air joue un grand rôle dans les échanges convectifs et évaporatifs elle intervient dans la sensation de confort thermique de l'habitant dès qu'elle est supérieure à **0,2m/s** [2]. A 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 dépassant pas cette vitesse, sauf en cas de mauvaise conception du bâtiment ou du système d'aération. Elle peut, en revanche, être tenue pour responsable de l'apparition d'inconforts locaux, liés à la présence de courants d'air froids ou chauds localisés

I.2.3.c L'humidité relative de l'air :

L'humidité relative est la mesure de la vapeur d'eau contenue dans l'air à une température donnée. Elle est exprimée en pourcentage de la quantité maximale de vapeur d'eau que l'air pourrait contenir à la même température. Elle est due essentiellement à l'occupation humaine, l'activité des habitants et l'humidité extérieure. Une ventilation adaptée permet de résoudre ce problème. L'inconfort n'apparaît que pour une humidité relative inférieure à **30%** ou supérieure à **70%**. Alors 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 %**.

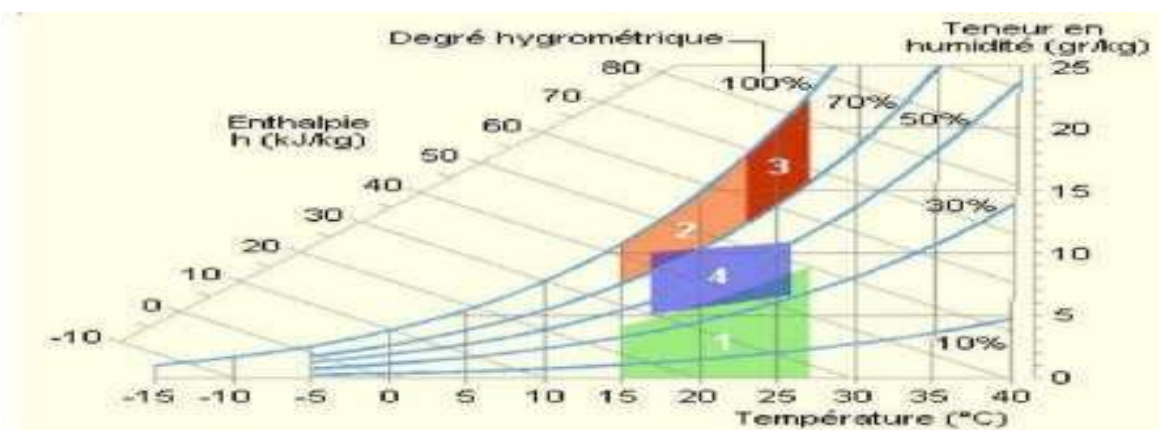


Fig (I.1): Polygone de confort hygrothermique, température et humidité[28].

1 : Zone à éviter vis-à-vis des problèmes

1 Et 3 : Zones à éviter vis-à-vis des développements de bactéries et de microchampignons.

2 : Zone à éviter vis-à-vis des développements d'acariens.

4 : Zone de confort thermique.

I.2.4 Paramètres liés à l'individu :

I.2.4.a La vêtue :

Le port de vêtements influence les échanges de chaleur avec l'environnement. Les vêtements permettent de créer un microclimat sous-vestimentaire, à travers leurs résistances thermiques. Leur rôle essentiel est de maintenir le corps dans des conditions thermiques acceptables, été comme hiver. La vêtue a un rôle primordial d'isolant thermique, notamment en période hivernale et dans toutes les ambiances froides, ce rôle est pris en compte à travers la définition d'un indice de vêtue, exprimé en caractérisant la résistance thermique d'un vêtement (figure I-2).

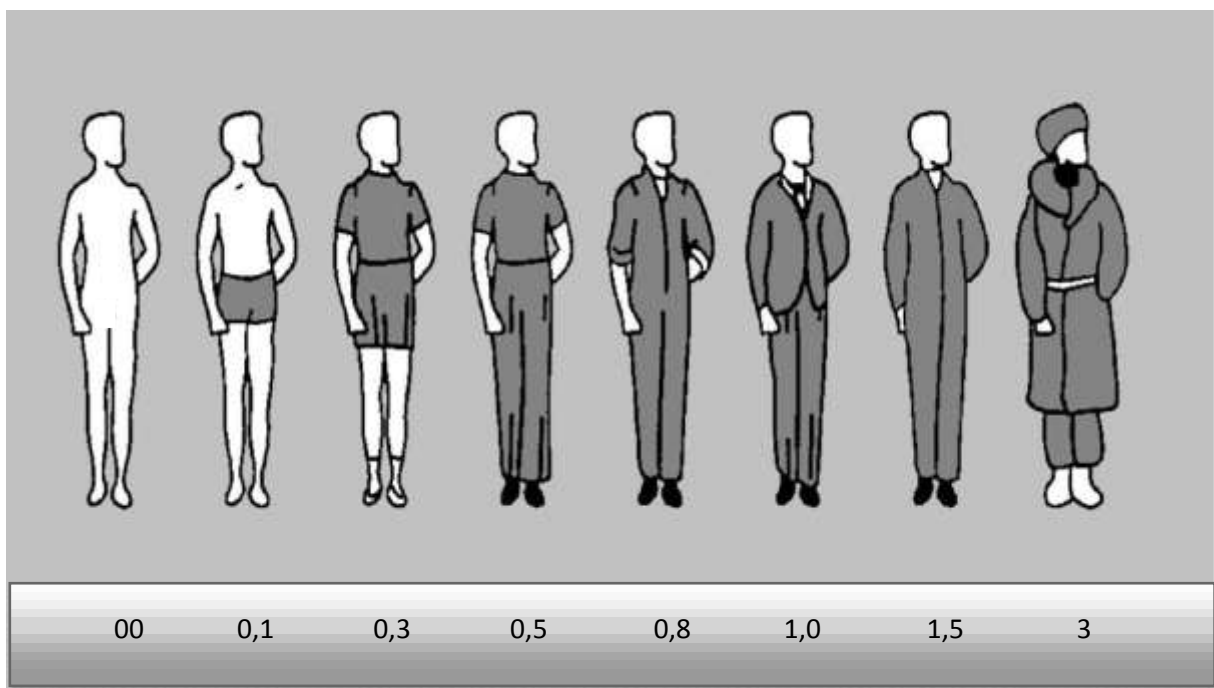


Fig. (I.2) : valeurs exprimées en Clo des tenues vestimentaires[29].

I.2.4.b L'activité humaine :

L'activité humaine est un paramètre essentiel pour la sensation thermique de l'individu, définissant directement le métabolisme de l'individu, c'est à dire la quantité de chaleur produite par le corps humain. Dans le cas d'une très forte activité, elle peut être responsable de sensations d'inconfort chaud, même en présence de conditions météorologiques très favorables. Il est à noter toutefois que, dans le cas d'une activité classique de bureau, les plages de variation du métabolisme demeurent limitées.

I.2.5 Paramètres liés aux gains thermiques internes :

Les apports internes comprennent toute quantité de chaleur générée dans l'espace par 7

des ressources internes autres que le système de chauffage.

Avec l'essor de la technologie et des besoins électrique (éclairage, électroménager,), les apports de chaleur internes ont fortement augmenté. Les appareils électriques transforment en effet quasiment toute l'énergie qu'ils consomment en chaleur, Les postes informatiques sont également de vraies sources de chaleur et les occupants constituent eux aussi une autre source d'apports internes par leur métabolisme. Ces gains de chaleur dépendent du type du bâtiment, du nombre des utilisateurs et de son usage.

D'après Hugues Boivin [4] le confort de l'espace est directement influencé par le taux de ces gains internes (figure I-3), on peut dire que ces apports sont inévitables dès lors que les locaux sont habités. Il faut noter cependant que ces apports sont variables selon le comportement des occupants, et qu'ils constituent donc un facteur d'aggravation de l'inconfort chaud. Seuls, une bonne ventilation et un comportement adéquat de l'occupant peuvent réduire ces apports ou leur influence sur la température intérieure [5].

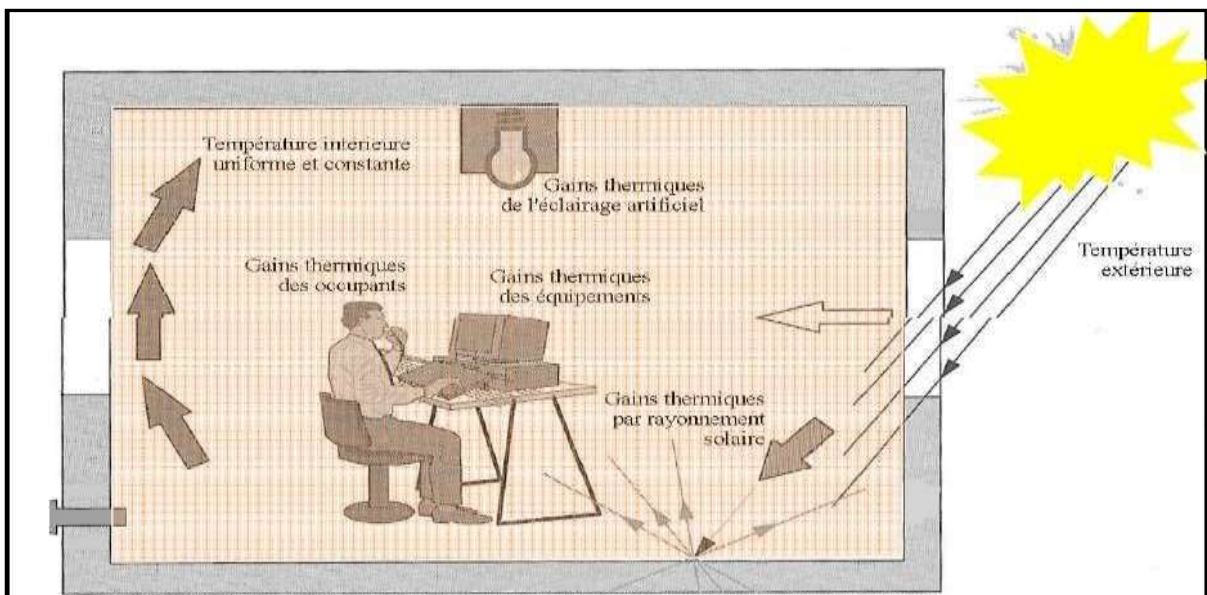


Fig. (I.3) : Gains thermiques internes d'un espace[29].

I.2.6 Facteurs d'inconfort thermique :

Malgré la réalisation d'un confort thermique global, des zones d'inconforts sont susceptibles d'être observées dans les bâtiments. Un environnement thermique inégal peut être la source d'inconfort pour certaines parties du corps. L'insatisfaction thermique peut être causée par un inconfort, causée par un refroidissement ou un réchauffement non désiré d'une partie du corps (tête, pieds, ou mains), par exemple, un courant d'air.

Un inconfort local peut également être dû à des différences de températures anormalement élevées entre la tête et la cheville, avec un sol trop chaud ou trop froid, ou à une asymétrie de rayonnement thermique. Ainsi, le confort thermique peut être affecté par plusieurs facteurs, citons [6] :

Le courant d'air local, l'asymétrie de la température de rayonnement, la différence verticale de la température de l'air et la température des planchers.

I.2.6.a Effet des courants d'air :

La perception d'un courant d'air localisé notamment au niveau de la nuque ou du visage est un élément d'inconfort. Cette perception du courant d'air dépend de la vitesse de l'air, de la température de l'air, de la zone du corps concernée. Les courants d'air provoquent aussi une sensation de froid due à une convection assez importante entre la peau et l'air ambiant. Des courants d'air excessifs en hiver conduisent souvent les occupants à augmenter la température intérieure pour contrecarrer la sensation de froid. La norme recommande une vitesse d'air moyenne inférieure à 0,15 m/s en hiver et à 0,25 m/s en été lors d'un travail sédentaire [7].

I.2.6.b Effet de l'asymétrie d'un rayonnement thermique :

Les asymétries du rayonnement sont dues, à la présence d'une paroi chaude ou froide telle qu'un plafond ou un plancher chauffant, un vitrage chaud ou froid. En outre, le gradient vertical de température est aussi une source d'inconfort. S'il est suffisamment élevé, il peut apparaître une sensation de chaud au niveau de la tête ou de froid au niveau des pieds, même si le corps est en état d'équilibre thermique conclut que l'asymétrie de température radiante doit être inférieure à 10°C pour une paroi verticale froide (baie vitrée en hiver), et 5°C pour un plafond chaud (plafond chauffant).

I.2.6.c Effet de gradient thermique vertical de l'air :

En général, les températures sont plus élevées en hauteur donc au niveau de la tête, La norme admet une différence de température d'air maximum de 3°C entre 0,1 m du sol (niveau des chevilles) et 1,1 m du sol (niveau de la tête chez une personne assise) [8].

I.2.6.d Effet de la température du sol :

Hoffman J B [9]. Précise qu'une température de plancher trop élevée ou trop basse entraîne un inconfort au niveau des pieds. Plusieurs auteurs ont effectué des recherches sur ce sujet et selon Olsen BW [10], les températures optimales de sol pour les personnes chaussées et à la neutralité thermique sont de 23 °c pour les personnes debout et de 25°C pour les personnes assises, avec un minimum de 6% d'insatisfaits.

D'autres éléments influençant le confort thermique ont été étudiés : l'âge, le sexe, la nourriture, la localisation géographique, la couleur des murs, le bruit, la lumière. Toutefois, il ne peut exister de règles de confort universelles du fait de grandes variations géographiques et intra- individuelles [11], sauf que Les médecins de l'habitat sain proposent les valeurs suivantes pour chaque facteur du confort [12] :

- * Température des murs : $22 \pm 2^{\circ}\text{C}$
- * Humidité relative entre 30 et 70%
- * Température du sol : 19 à 24°C
- * Vitesse de l'air : inférieure à 0,20 m/s ;
- * Différence de température entre deux murs d'une même pièce doit être inférieure à 10°C
- * Différence de température entre le sol et le plafond doit être inférieure à 5°C.

I.2.7 L'évaluation de confort thermique :

L'évaluation du confort thermique dans les espaces est un paramètre capital dans toute conception [13]. Les premières recherches se sont basées sur les enquêtes de terrain avec des questionnaires en classifiant la sensation thermique (très chaud, neutre et très froid) ainsi que sur les essais de laboratoires sous des conditions climatiques artificielles [14].

Cette évaluation a conduit plusieurs chercheurs à développer et à élaborer des méthodes de prédiction des niveaux de confort à l'intérieur des bâtiments.

La méthode de Steven Szokolay :

La méthode de S. Szokolay consiste à définir les zones de contrôle potentiel, projetées par étapes sur le diagramme psychrométrique.

La zone de confort :

Définir par un point neutre, obtenu par l'intersection de la température en entre et l'humidité relative portée à 50% d'humidité relative. et délimité par quatre points de températures humides.

La zone de contrôle potentiel pour les périodes froides : C'est la zone de chauffage passif, délimitée par un seul point de la température humide porte à la courbe de saturation HB=100% où :

La zone de contrôle potentiel pour les périodes chaudes :

Zone d'effet de masse : La détermination de la variation moyenne de la température pour le mois le plus chaud permet d'obtenir le premier point de cette zone.

Zone d'effet de masse avec ventilation nocturne :

Zone de ventilation naturelle-mouvement d'air sur la surface de la peau :

Zone de refroidissement évaporatif direct : Les limites supérieures et inférieures de cette zone sont tracées à partir des lignes de températures humides du deuxième et troisième point de la zone déconfort.

Zone de refroidissement évaporatifs indirect : Délimitée par un seul point ou la limite supérieure de cette zone correspond à la ligne 14g/Kg d'humidité absolue.

Représentation des conditions climatiques qui prévalent :

Chaque mois est représenté par une ligne dessinée entre deux points :

- ❖ La température moyenne maximale mensuelle avec l'humidité relative minimale.
- ❖ La température moyenne minimale mensuelle avec l'humidité relative maximale.

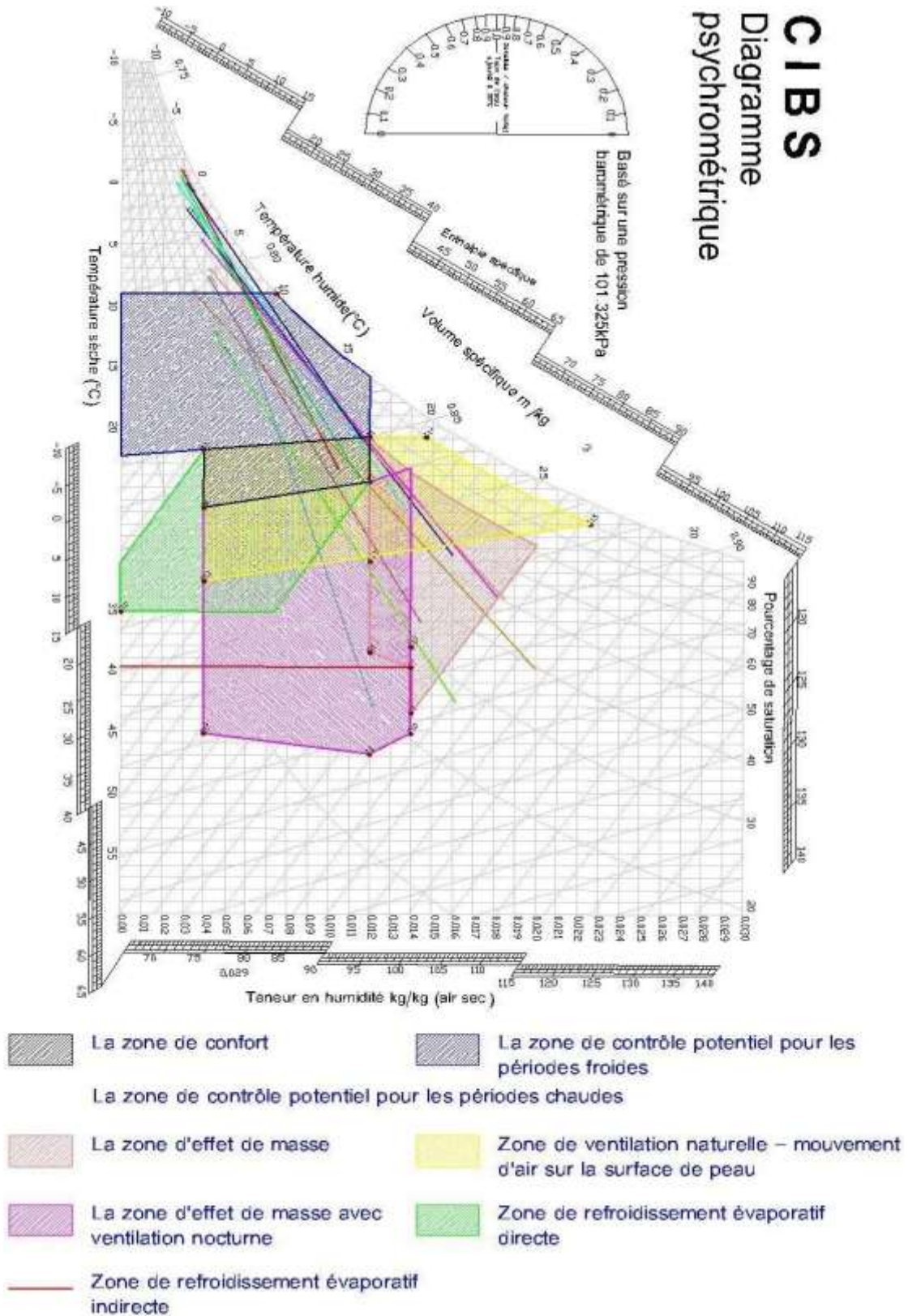


Fig (I.4) : diagramme psychrométrique [29].

I.3 La ventilation :

I.3.1 Définition :

La ventilation est l'action qui consiste à créer un renouvellement de l'air, par déplacement dans un lieu clos. Elle est mise en œuvre dans les lieux où l'oxygène risque de manquer, ou bien où des polluants et autres substances indésirables (humidité, par exemple) risqueraient de s'accumuler en son absence : logements, bureaux, magasins, salles de spectacles, d'enseignement, ouvrages souterrains, tunnel routier, atelier industriel, mine...etc.

La ventilation a pour vocation d'évacuer l'air vicié des logements en le renouvelant par de l'air frais. La ventilation mécanique désigne tous les dispositifs motorisés d'évacuation ou d'insufflation d'air frais.

I.3.2 Principaux types de ventilation d'une maison :

Dans des maisons de mieux en mieux isolées, choisir un système de ventilation performant est indispensable, en particulier dans les pièces humides. Ventilation mécanique contrôlée (VMC) simple flux ou double flux, système thermodynamique, hygroréglable ou non, il n'est pas toujours facile de s'y retrouver parmi les différents types de ventilations proposés.

I.3.2.1 La ventilation naturelle :

La ventilation naturelle était utilisée avant la généralisation des systèmes de ventilation mécanique contrôlé VMC. Elle utilise le principe du tirage naturel ou les dépressions d'air créées par le vent. Avec un système de ventilation naturelle, l'air extérieur entre dans la maison à travers des grilles d'aération situées en bas des logements, dans les pièces principales de l'habitation.

L'air circule dans le logement et monte au fur et à mesure qu'il se réchauffe, pour être évacué par des grilles d'aération placées en hauteur.

Si un logement n'est pas ventilé, l'oxygène viendrait à manquer, les microbes se développeraient, l'humidité favoriserait l'apparition de moisissures. Ainsi, une bonne ventilation est nécessaire pour renouveler l'air mais aussi pour évacuer les polluants toxiques et autres allergènes. Pour garantir une atmosphère saine dans toutes les pièces du bâtiment et préserver la santé de ses habitants, une solution existe : la ventilation naturelle, un procédé économique, écologique et efficace, qui n'exige aucun élément mécanique consommant de l'électricité à outrance.

I.3.2.1.a Principe de fonctionnement de la ventilation naturelle :

La ventilation naturelle se sert des différences de pression provoquées par le vent afin d'assurer la circulation de l'air d'une pièce à l'autre en continu. Sachant que l'air chaud est plus léger que lorsqu'il est froid, il monte et génère un balayage permanent dans le bâtiment. L'air extérieur pénètre tout simplement par des grilles d'arrivée d'air installées dans les pièces de vie, puis passe dans tout le logement grâce à des grilles de transfert. Les pièces humides et plus chaudes - la cuisine, les WC et la salle de bains - sont équipées de bouches d'extraction, de sorte que l'air vicié puisse retourner dehors. Il passe alors par des conduits à tirage naturel coiffés d'extracteurs statiques, qui ressortent par le toit. Aucun ventilateur n'intervient, ce qui représente un atout considérable en termes de consommation électrique.

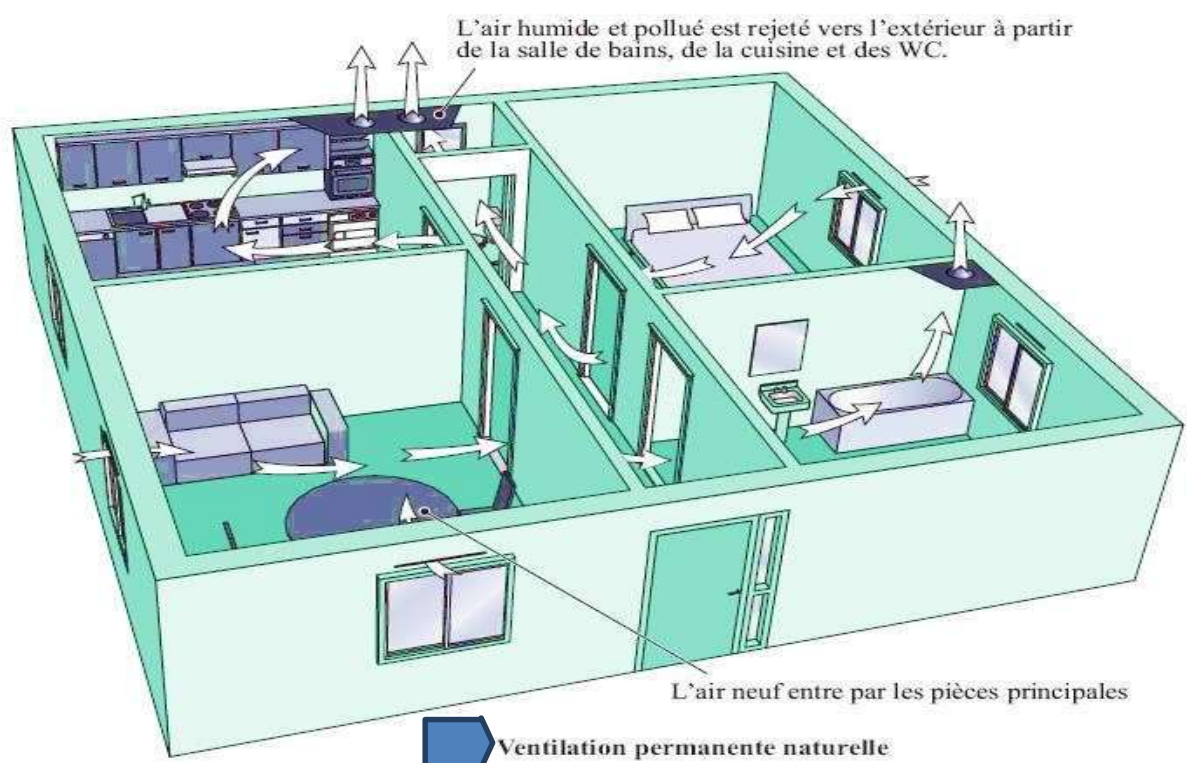


Fig. I.5 la ventilation dans une maison individuelle [30].

I.3.2.1.b Les différents types de ventilation naturelle :

b.1 Le tirage thermique (effet de cheminée) :

L'effet de cheminée est expliqué par la poussée d'Archimède qui fait monter dans la cheminée l'air chaud, dont la densité (et la pression) est plus petite que celle de l'air froid. Le tirage de la cheminée est d'autant plus fort que la différence thermique est élevée. il permet

d'évacuer l'air chaud selon le principe de la convection. En effet, celui-ci remonte naturellement pour s'échapper en partie haute. Il crée simultanément une dépression en partie basse de manière proportionnelle à la différence de température entre l'intérieur du logement et l'extérieur. Dans les pièces humides, il convient donc d'installer des grilles d'aération en hauteur pour permettre l'évacuation de l'air intérieur et en bas pour favoriser l'arrivée de l'air frais de l'extérieur. Combiné à un extracteur, l'effet de tirage du conduit vertical s'en trouve renforcé car, en tournant avec la force du vent, il produit une dépression supplémentaire [15].

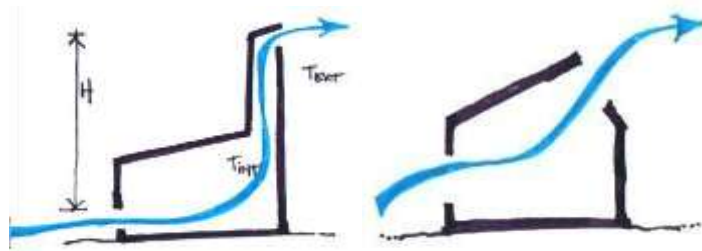


Fig. (I.6) : Tirage thermique [31].

b.2 La ventilation traversant :

Ce type de ventilation consiste à tirer une partie du vent. Pour en disposer, il convient de ménager des entrées et des sorties d'air dans le logement. Faire appel à un professionnel qui vous conseillera sur le choix et la disposition de la ventilation est la meilleure manière de tirer parti de cette ventilation naturelle. Pour ce faire :

- Il faut installer des entrées d'air face au vent dominant.
- Il faut installer des sorties d'air à l'opposé.

De cette manière, le vent crée une pression qui permet de faire entrer l'air extérieur d'un côté, tandis qu'il crée une dépression qui chasse l'air chaud et pollué de l'autre.

La ventilation traversant engendre ainsi un courant d'air qui permet le renouvellement de l'air intérieur. Cette méthode nécessite cependant un agencement spécifique requérant, idéalement, des pièces de vie situées du côté du vent dominant.

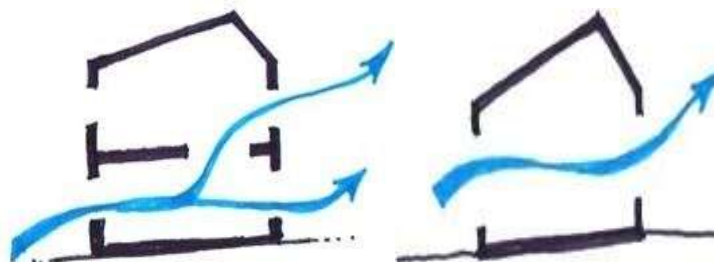


Fig. (I.7) : Ventilation Traversant[31].

I.3.2.1.c Avantages et inconvénients de la ventilation naturelle :

La ventilation naturelle possède de multiples atouts :

- Nul besoin de moteur pour fonctionner ! Elle n'entraîne donc pas de consommation énergétique ni de nuisance sonore ;
- La pression du vent et les différences de température constitue le seul moteur, ce qui réduit votre impact sur l'environnement ;
- Il n'y a presque pas d'entretien à faire ;
- Il s'agit d'une solution économique. Les grilles d'aération et les bouches d'extraction affichent des prix très abordables dans les magasins de bricolage ou encore sur Internet ;

En rénovation, la ventilation naturelle est souvent privilégiée puisqu'elle évite de s'encombrer avec des gaines de pulsion et une unité double flux indépendante

Mais ce concept révèle aussi quelques limites :

- La ventilation naturelle demeure tributaire de la météo. En conséquence, son débit varie en permanence. Pour pouvoir ainsi profiter du tirage thermique, la température extérieure doit être inférieure à celle au sein du logement ce qui est rarement le cas durant la saison estivale. Dans ce contexte, l'aération est insuffisante, ce qui risque de causer de l'humidité et de la condensation ;
- La ventilation naturelle ne contrôle pas les quantités d'air qui transitent au sein du bâtiment. Ceci s'explique par les différences de températures entre dedans et dehors, les mouvements du vent et la pression atmosphérique. En hiver, le risque de sur-ventilation est grand et, donc, de déperdition thermique ;
- Certes le tirage naturel se réalise aisément en hiver puisque l'intérieur est plus chaud. Cependant, en été, il peut littéralement s'inverser, l'air pouvant se déplacer des pièces humides vers les espaces de vie ;
- Pour une construction neuve, elle peut ne pas suffire. En effet, l'isolation est plus performante que dans l'ancien. Résultat : la ventilation naturelle risque de donner lieu à des pertes de chaleur en hiver et de la condensation en été ;
- La qualité de l'air intérieure n'est pas forcément garantie. Le vent peut effectivement compromettre le renouvellement de l'air selon le sens où il souffle, des fenêtres ouvertes peuvent également perturber le bon fonctionnement de la ventilation, et ce n'est sans

parler des ouvertures qui laisser passer les bruits ainsi que la pollution. Dans un environnement urbain, il est donc indispensable de prévoir un traitement acoustique des grilles ;

- Les grilles d'ouverture peuvent être source d'inconfort, principalement en hiver, à moins qu'elles soient placées suffisamment en hauteur pour ne pas ressentir l'air froid ;
- Les ouvertures dans les façades ne sont pas forcément très esthétiques.

I.3.2.2 La ventilation mécanique

Ventilation assurée par une installation mécanique qui permet l'évacuation ou l'insufflation forcé d'air frais.

I.3.2.1.d Les différents systèmes de ventilation mécanique :

a.1 Ventilation mécanique contrôlé (VMC) :

Ensemble des dispositifs mécaniques assurant le renouvellement de l'air dans les pièces, notamment les pièces humides (cuisine, salle de bain, toilettes) par une ventilation minimum et permanente. Intégrée au bâtiment, la VMC fonctionne avec une centrale de ventilation forçant l'extraction de l'air et assurant ainsi la qualité de l'air intérieur.

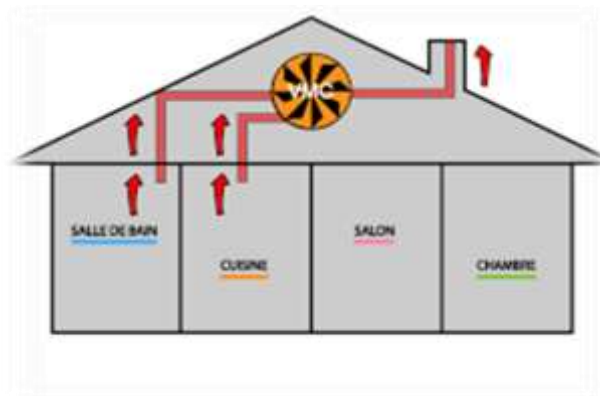


Fig. (I.10) : Ventilation mécanique contrôlé[32].

a.2 Ventilation à simple flux :

Le système de ventilation à simple flux est le plus utilisé actuellement. Il comporte des bouches d'extraction auto réglables reliées à un moteur. Ce dernier assure l'extraction de l'air chargé d'humidité provenant de l'intérieur de l'habitation. L'alimentation en air extérieur se fait la plupart du temps grâce à des entrées d'air situées sur les fenêtres. Peu onéreuse et facile à installer, la VMC simple flux fonctionne en continu et peut provoquer des courants d'air. Elle est parfois un peu bruyante et occasionne des déperditions de chauffage.



Fig. (I.11) : Ventilation à simple flux[32].

La VMC hygroréglable :

La VMC hygroréglable règle son débit d'air en fonction de l'hygrométrie de son environnement. Les déperditions d'énergie sont ainsi moins importantes qu'en utilisant une VMC simple flux classique, car le flux d'air est ajusté en permanence.

Il existe 2 types de VMC hygroréglables :

a.2.1 La VMC hygroréglable de type A : seules ses bouches d'aération s'ajustent au taux d'humidité. Ses entrées d'air sont semblables à celles d'une VMC classique à simple flux. L'apport d'air est donc constant même si l'extraction d'air est régulée.

a.2.2 La VMC hygroréglable de type B : à la différence de celle de type A, ses entrées d'air sont également hygroréglables permettant une régulation plus performante de son débit. Les déperditions thermiques sont aussi plus faibles.



Fig. (I.12) : ventilation mécanique contrôlée par hygroréglables[32].

a.3 La ventilation à double flux :

La ventilation à double flux est constituée de deux réseaux de circulation d'air. Elle ne comporte pas plusieurs entrées d'air disposées dans les pièces principales, mais une seule, installée généralement dans les combles. Son grand avantage est de permettre de récupérer les calories de l'air vicié au moyen d'un échangeur thermique, sans que les deux circuits ne se mélangent, afin de réchauffer l'air frais arrivant de l'extérieur. Ainsi, elle permet d'éviter tout courant d'air et de limiter les déperditions d'énergie dans le logement. La VMC double flux est un système plus complexe à installer et plus encombrant. Son débit d'air peut être ajusté pour chaque pièce, afin d'assurer une efficacité maximale. Dotée d'un système inversé, elle peut aussi rafraîchir un logement en été. Elle est très souvent hygroréglable.

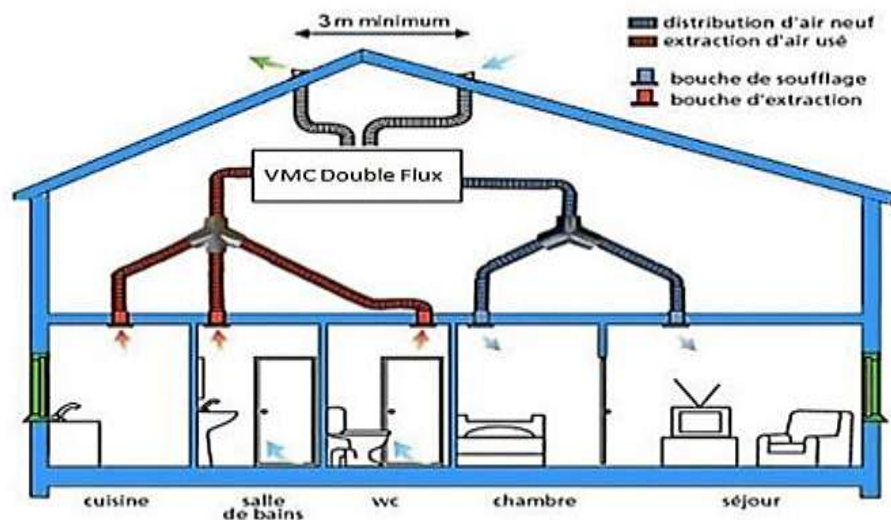


Fig. (I.13) : ventilation mécanique double flux[33].

Actuellement l'un des systèmes les plus intéressants sur le marché, la VMC thermodynamique est l'association d'une VMC double flux avec une pompe à chaleur géothermique. Elle permet de bénéficier d'une aération efficace, ainsi que d'un système de chauffage, car elle restitue les calories récupérées dans le sol pour chauffer la maison. Elle est réversible et peut aussi rafraîchir le logement en été. Cette solution utilisant une énergie renouvelable et gratuite suffit dans certains cas à chauffer jusqu'à 90 % une maison passive.

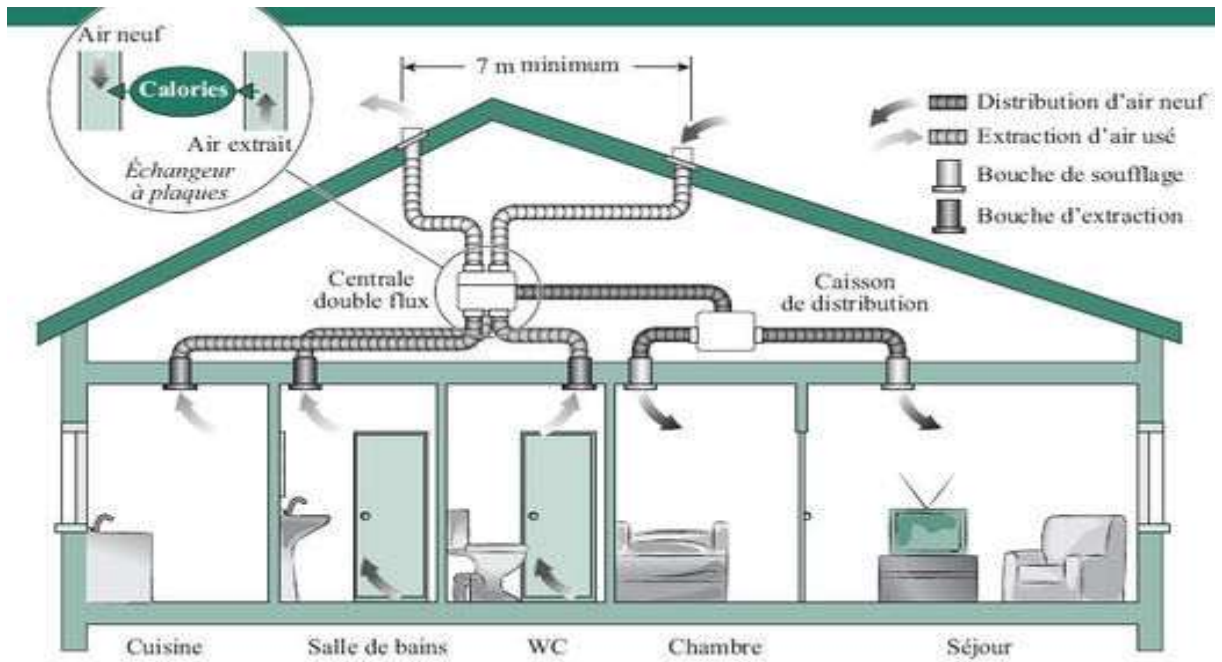


Fig. (I.14) : VMC double flux thermodynamique[34].

a.4 La ventilation mécanique par Insufflation (VMI) :

La ventilation mécanique par insufflation (VMI) inverse le principe de fonctionnement de la VMC. Plutôt que d'aspirer l'air frais, elle le projette vers l'intérieur de l'habitation, tout en le filtrant et en le préchauffant. Elle ne nécessite pas de passage de gaines, ce qui est un avantage en rénovation lorsque de gros travaux ne sont pas envisageables. Elle convient particulièrement aux personnes sensibles aux allergies, car elle assèche l'air trop humide en le préchauffant et elle contient des filtres très performants. En revanche elle est un peu plus chère que les autres systèmes et encore peu répandue.

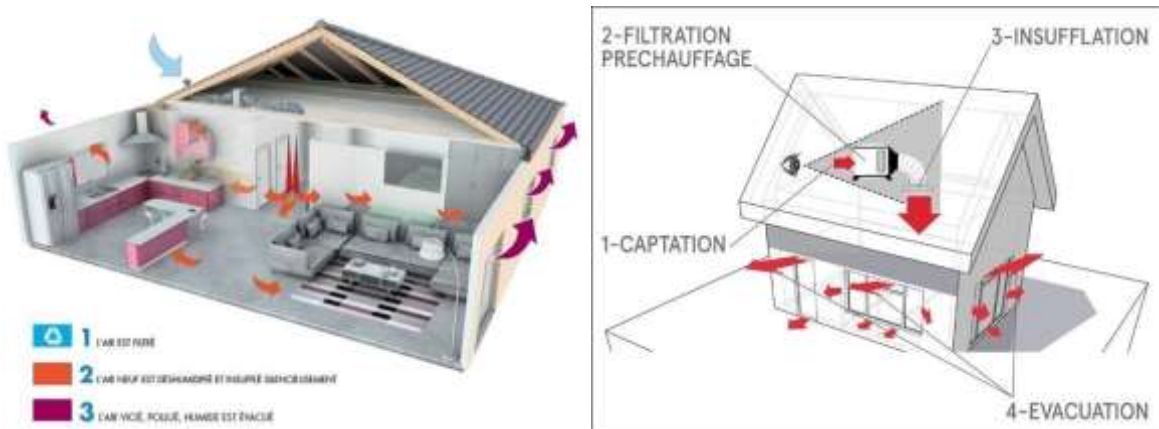


Fig. (I.15) : Ventilation simple flux par insufflation[34].

a.5 La VMC gaz :

Ce type de ventilation existe surtout dans les logements collectifs, chauffés avec un ancien modèle de chaudière à gaz. Le fonctionnement de la VMC gaz ressemble à celui de la VMC simple flux. Cependant, elle évacue également les gaz de combustion issus d'un chauffe-eau au gaz ou d'une chaudière. Son utilisation est soumise à une réglementation très stricte et, raccordée à la chaudière, elle peut stopper son activité en cas de problème au niveau de l'extracteur d'air.

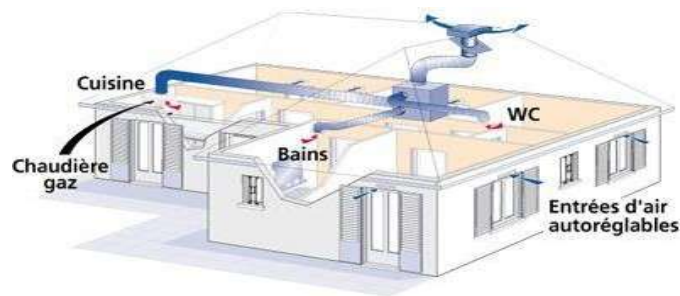


Fig. (I.16) : ventilation mécanique contrôle au gaz[34].

a.6 La ventilation mécanique répartie :

La ventilation mécanique répartie fonctionne comme une VMC : elle comporte des entrées d'air disposées en haut des ouvertures du logement. Mais à l'inverse des systèmes de VMC, elle extrait l'air à partir d'aérateurs indépendants, situés dans chaque pièce. Ce dispositif est à réserver à des logements anciens, dans lequel passer des gaines demanderait des travaux trop importants. Elle ne respecte pas les préconisations actuelles en matière d'économies d'énergie.

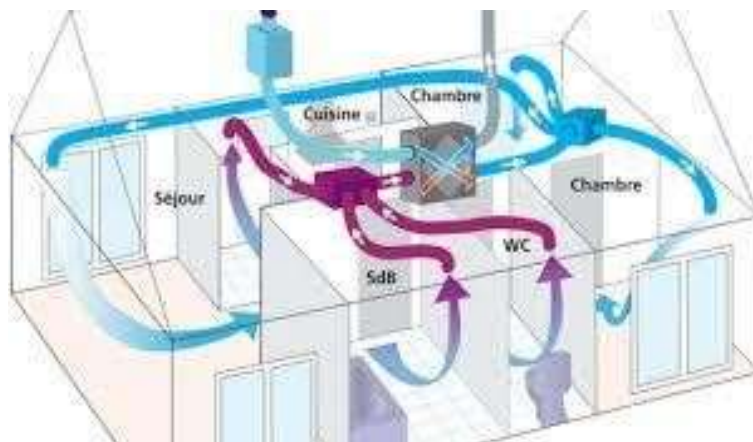


Fig. (I.17) : ventilation mécanique répartie[34].

I.3.3 Principe d'écoulement :

L'écoulement est provoqué par la différence de masse volumique entre l'air intérieur (chaud) et l'air extérieur (froid). L'air chaud possède une masse volumique plus faible que l'air froid et tend à monter. L'air froid est plus lourd et tend à rester au sol. L'air chaud et humide s'élève vers les cheminées et est remplacé par de l'air froid et sec. Les grandes surfaces des entrées de l'air assurent de faibles vitesses qui ne causent pas de stress aux occupants.

Caractéristiques Principales \ Système de ventilation	Ventilation naturelle	Ventilation mixte Entrée naturelle Sortie mécanique	Ventilation mixte Entrée mécanique Sortie naturelle	Ventilation mécanique
Domaine d'application	Utilisation des forces convectives existantes ateliers hautset étroits	Utilisation courante pour des bâtiments relativement bas	Utilisation des forces convectives existantes	Utilisation générale
Possibilité de contrôle de la distribution spatiale de l'air introduit	Non	Non	oui	oui
Possibilité de contrôle de la qualité (température humidité, pureté) de l'air introduit	Non	Non	oui	oui
Possibilité de contrôle de la pression à l'intérieur du bâtiment (surpression ou Dépression)	Non (dépression)	Non (dépression)	Effet thermique : Oui Sans effet thermique : Non	Oui (surpression ou dépression)
Possibilité de récupération de chaleur sur l'air extrait	Non	Oui	Non	Oui
Indépendance vis-à-vis du vent - Des entrées d'air - Des sorties d'air	Non Non	Non Oui	Oui Non	Oui Oui
Problèmes particuliers	Existence de courants d'air	Existence de courants d'air		Solution onéreuse pour les gros débits d'air

Tableau (I.1) : Comparaison des différents systèmes de ventilation générale. [17]

I.3.3.1 Critères d'évaluation de l'efficacité de ventilation :

Les normes et réglementations en vigueur proposent des débits recommandés pour satisfaire une bonne qualité d'air, mais ne qualifie pas réellement la performance de la ventilation. L'efficacité de la ventilation peut être exprimée à l'aide d'indices représentatifs de

sa capacité à renouveler l'air et à éliminer les polluants.

I.3.3.2 Efficacité du renouvellement d'air :

L'efficacité de renouvellement de l'air intérieur d'un système de ventilation caractérise la rapidité à laquelle l'air d'une pièce est remplacé en comparaison avec le renouvellement d'air le plus rapide. On peut déterminer ce terme expérimentalement à l'aide de méthodes de gaz traceurs, mais il reste difficile à évaluer en cas de ventilation naturelle ou de bâtiments trèsperméables, du fait de la forte variabilité du renouvellement d'air.

Les différents indices d'efficacité du renouvellement d'air sont construits à partir des temps caractéristiques de l'air, que sont l'âge de l'air, le temps résiduel et le temps de résidence :

✓ **L'âge de l'air :**

C'est le temps écoulé depuis l'entrée dans un local d'une particule de l'air. Il caractérise la « fraîcheur de l'air » et s'exprime différemment suivant la méthode de gaz traceur utilisée et selon si on s'intéresse localement à des zones d'intérêt particulières ou de manière globale dans l'enceinte.

✓ **Le temps résiduel :**

Il s'agit du temps mis par une molécule d'air quittant un point P donné du domaine étudié pour atteindre la sortie d'air.

✓ **Le temps de résidence et le temps nominal :**

Le temps de résidence est le temps que met une molécule d'air venant du soufflage (ou de l'extérieur) et passant un point P donné du domaine étudié pour atteindre la bouche d'extraction de ce domaine. Il correspond à la somme de l'âge de l'air et du temps résiduel de l'air.

Un temps de résidence prolongé peut entraîner un risque de mauvaise qualité de l'air intérieur. On définit le temps de résidence minimum de l'air ou temps nominal, comme étant l'inverse du taux de renouvellement d'air.

✓ **Indice d'efficacité de renouvellement d'air :**

Selon le type de ventilation, cet indice sera compris entre 0 et 1, il correspondant au minimum de Le rendement de ventilation est considéré efficace s'il est compris entre 0,5 et 1,0.

Les meilleures efficacités de renouvellement d'air sont obtenues pour une ventilation par piston où l'air vicié est déplacé par l'air frais, généralement de bas en haut, l'air soufflé ne se mélangeant ainsi pas à l'air de la pièce (Figure 1.18). Dans le cas d'une ventilation par mélange consistant à assurer une homogénéité parfaite de l'air frais avec l'air vicié l'efficacité n'est que de 50% car le temps de résidence de l'air dans le domaine est égal au double du temps nominal de renouvellement d'air.

Enfin, si le système de ventilation génère des mouvements d'air avec des zones mortes provoquées par des phénomènes de recirculation ou des court-circuit entre les bouches de soufflage et les grilles d'extraction, le rendement peut descendre en dessous de 50%. [18]

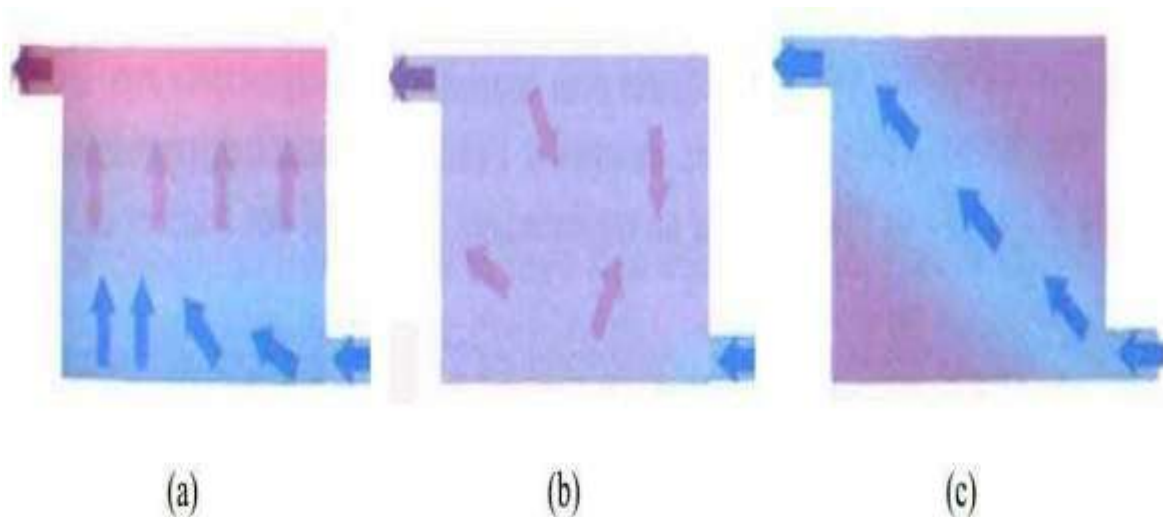


Fig I.18 : Modes de ventilation, (a) par piston, (b) par mélange, et (c) en court-circuit [34].

I.3.3.3 Taux de renouvellement d'air :

En ventilation naturelle, on définit le taux de changement d'air (ACH), qui indique le nombre de fois en une heure où la totalité du volume d'air d'un espace est renouvelé. Ce dernier est exprimé par le rapport de débit volumique et le volume de la pièce considéré, ce rapport est l'ACH. Cet indice donné par ASHARE comme [19]

$$ACPH = \frac{60 \times Q}{Vol}$$

Où :

ACPH = nombre de changements d'air par heure ; des valeurs plus élevées correspondent à une meilleure ventilation.

Q = débit volumétrique d'air en pieds cubes par minute (cfm).

Vol = volume d'espace $L \times l \times H$, en pieds cubes.

$$ACH = \frac{3.6 \times Q}{Vol}$$

Où :

ACPH = nombre de changements d'air par heure ; des valeurs plus élevées correspondent à une meilleure ventilation.

Q = débit volumétrique d'air en litres par seconde (L / S).

Vol = volume d'espace L × W × H, en mètre cube.

Conclusion :

Exposé à un environnement thermique, le corps humain réagit par une interaction dynamique mobilisant un ensemble de réactions rétroactives, volontaires et involontaires, qui permettent de contrôler les échanges thermiques avec cet environnement afin de satisfaire son confort thermique.

L'environnement thermique est caractérisé par quatre grandeurs physiques (la température de l'air, la température due au rayonnement, l'humidité et la vitesse de l'air). Ces variables réagissent avec l'activité et la vêtue du corps humain pour établir son état thermique et constituent ensemble les six paramètres de base de l'échange thermique entre l'homme et son environnement. Mais au-delà de ces variables, la perception thermique d'un environnement peut être influencée par des variables physiologiques, psychologiques et sociologiques.

L'étude et l'évaluation du confort thermique permettent de classer quatre (4) zones :

➤ **Inconfort** : expression de l'insatisfaction ou du désagrément de façon continue ou répétitive, ne permettant pas à la nuisance de se "faire oublier" ;

➤ **Confort dégradé** : résulte de l'apparition épisodique (temporelle) ou locale (spatiale) d'un certain inconfort non persistant ou ressenti localement mais de façon peu intense (par exemple, avoir légèrement froid aux pieds) ;

➤ **Confort** : peut résulter de 2 possibilités :

Se déduit de l'absence exprimée de désagrément ou d'insatisfaction (échelle affective) ;

Se déduit de l'incapacité qu'ont les gens à s'exprimer sur leur état thermique (Échelle perceptive) ; cette notion est proche de l'indifférence.

➤ **Confort optimal** : résulte de l'expression de l'agrément du bien-être exprimé par l'individu par rapport au climat perçu (l'exemple le plus convaincant est celui de la

douche :on ajuste la température de l'eau pour une sensation d'agrémenter cherchée).

Le système de ventilation a une importance capitale sur l'amélioration de la qualité de l'air intérieur.

L'aération, qu'elle soit réalisée de façon naturelle ou mécanique, est indispensable pour obtenir un air ambiant de bonne qualité. Elle a pour priorité de satisfaire les besoins d'hygiène et de confort et vise d'une part à apporter de l'air neuf, afin d'éviter les situations de confinement et de permettre le bon fonctionnement des appareils à combustion ; d'autre part à évacuer l'air vicié par différents polluants, et à lutter contre l'humidité et les condensations.

II.1 Introduction

Le (DTR) est un document technique réglementaire qui a pour objet de fixer les méthodes de détermination des apports calorifique et des déperditions thermique, vérification de la conformité à la réglementation thermique d'été et d'hiver des bâtiments.

Les méthodes de détermination des apports calorifique et des déperditions thermiques du (DTR) s'appliquent aux locaux à usage : d'habitation, d'hébergement, de bureaux, d'accueil, de réunion, de restauration.

II.2 Les apports caloriques**II.2.1 Définition**

Les apports calorifiques (appelés aussi gains) d'un local sont égaux à la somme des apports de chaleur sensible et latente, provenant d'une source intérieure ou extérieur du local, pour des conditions intérieures et extérieures déterminées, et ne tenant pas compte des apports dus à l'installation.

II.2.2 Calcul des apports calorifiques

Les apports calorifiques doivent être déterminés selon les étapes suivantes :

- Définition des zones thermiques,
- Détermination de l'intervalle de temps critique,
- Calcul des apports calorifiques pour chaque volume thermique et pour toutes les heures situées dans l'intervalle du temps critique,
- Calcul des apports calorifiques effectifs,
- Calcul de la puissance frigorifique,
- Adoption d'un système de conditionnement d'air.

II.2.3 Les apports calorifiques sensibles A_s et latents A_l (W) :

Ils sont donnés par :

$$- \quad A_s = A_{PO} + A_V + A_{Is} + A_{INFs} \quad (II.1)$$

$$- \quad A_l = A_{Il} + A_{INFl} \quad (II.2)$$

- APO (en W) représente les apports par les parois opaques,
- AV (en W) représente les apports à travers les parois vitrées,
- AIs et AI1 (en W) représentent les parties sensibles et latentes des apports internes,
- AINFs et AINF1 (en W) représentent les parties sensibles et latentes des apports dus aux infiltrations d'air,

II.2.4 Les apports calorifiques effectifs sensibles en (W) AEs et latents AEI :

ils sont donnés par :

$$AEs = (C\Delta_{as} \times A_s) + (BF \times ARENs) \quad (II.3)$$

$$AEI = (C\Delta_{al} \times A_I) + (BF \times ARENI) \quad (II.4)$$

- A_s (en W) représente les gains sensibles,
- A_I (en W) représente les gains latents,
- $ARENs$ et $ARENI$ (en W) représentent les parties sensibles et latentes des apports dus à la ventilation des locaux,
- **BF** ou facteur de by-pass exprime la partie de l'air extérieur (air neuf) non traité par l'installation de climatisation (imperfection de l'appareil de traitement), et qui parvient au local sans modifications (**BF=0.40**)
- $C\Delta_{as}$ est un coefficient de majoration des gains sensibles qui prend en compte les gains supplémentaires (Échauffement du ventilateur, réseau de conduits d'air traversant des locaux non conditionnés)
- $C\Delta_{al}$ est un coefficient de majoration des gains latents qui prend en compte les gains supplémentaires (tels que ceux dus aux fuites d'air éventuelles dans les réseaux de conduits d'air)

II.2.5 Les apports calorifiques totaux sensibles ATs et latents ATi :

Ils sont donnés par :

$$ATs = (C\Delta_{AS} \times AS) + ARENs \quad (II.5)$$

$$AT_I = (C\Delta AL \times AI) + AREN_L \quad (II.6)$$

II.2.6 Vérification réglementaire

La somme des apports calorifiques par les parois vitrées et les parois opaques aériennes doit vérifier au mois de Juillet à 15 h TSV, pour une température sèche intérieure de 27°C, la relation ci-après :

$$APO (15 \text{ h}) + AV (15 \text{ h}) \leq 1.05 \times A_{REF} (15 \text{ h}) \quad (II.7)$$

- **APO (en W)** désigne les apports calorifiques à travers les parois opaques aériennes,

- **AV (en W)** désigne les apports calorifiques à travers les parois vitrées,

- **A_{REF} (en W)** désigne les apports calorifiques de référence, Les apports calorifiques de référence A_{REF} sont donnés par :

$$A_{REF} = A_{REF, PH} + A_{REF, PV} + A_{REF, PVI} \quad (II.8)$$

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

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

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

II.2.7 Apports de référence des parois opaques horizontales

Les apports calorifiques de référence des parois opaques horizontales A_{REF,PH} sont calculés par la formule suivante :

$$A_{REF,PH} = \Sigma (a \times S_{INT} \times \Delta T_{S_{REF,PH}}) \quad (II.9)$$

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

- **S_{int} (en m²)** désigne la surface de la paroi horizontale comptée de l'intérieur ;

- **ΔT_{S_{REF, PH}} (en °C)** est la différence de température de référence pour les parois horizontales.

La valeur du coefficient a :

La valeur de a est égale à :

- 1,90 W/m². °C pour les planchers hauts (plafonds) en contact avec un local non conditionné (quelle que soit la zone climatique) ;
- 2,70 W/m². °C pour les planchers bas en contact avec un local non conditionné (quelle que soit la zone climatique) ;
- Donnée dans le tableau 1 pour les planchers hauts en contact avec l'extérieur

Tableau II.1 : valeurs de a

Valeurs de a (en W/m ² .°C)		
Zone Climatique	Logement Individuel	Logement en immeuble collectif, bureau
A	1.10	1.10
B	1.10	0.9
B'	1.10	0.9
C	1.10	0.85

II.2.8 Apports de référence des parois opaques verticales

Les apports calorifiques de référence des parois opaques verticales Aréf, PV sont calculés par la formule suivante :

$$A_{REF,PV} = \Sigma (c \times S_{int} \times \Delta T_{S_{REF,PV}}) \quad (II.10)$$

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

- **S_{int} (en m²)** désigne la surface de la paroi verticale comptée de l'intérieur,

- **ΔT_{S_{REF, PVI}}** (en °C) est la différence de température de référence pour la paroi opaque verticale

II.2.9 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.

• Les apports de référence $A_{REF, PVI}$ pour une paroi vitrée en contact avec l'extérieur sont donnés par :

$$A_{REF, PVI} = AVE_{REF} + AVT_{REF} \quad (II.11)$$

- AVE_{REF} (en W) désigne les apports de référence dus à l'ensoleillement,

- AVT_{REF} (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_{REF} sont donnés par :

$$AVE_{REF} = [SV_{ENS} \times It + (SV - SV_{ENS}) \times Id] FS_{REF} \times NPVI_{REF} \quad (II.12)$$

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

- **SV_{ENS} (en m²)** est la surface vitrée ensoleillée à 15 h TSV

- **It (en W/m²)** est le rayonnement total maximal réel pour l'orientation et la latitude considérées,

- **Id (en W/m²)** est le rayonnement diffus maximal réel,

- **FS_{REF}** est un facteur solaire de référence qui égal à :

- 0,15 pour les locaux à usage d'habitation et d'hébergement,

- 0,38 pour les locaux à usage de bureaux.

- **NPVI_{REF}** est le coefficient d'amortissement relatif aux gains de référence des parois vitrées pour l'orientation considérée ; les valeurs de NPVI_{REF}

II.2.10 Apports à travers les parois opaques

II.2.10.a Parois extérieures

Les parois opaques extérieures sont celles qui sont en contact direct avec l'air extérieur (Verticales ou horizontales).

Les apports de chaleurs à travers une paroi opaque à un instant t, $APO(t)$, sont donnés par la formule suivante :

$$APO(t) = 1,2 \times K_{été} \times S_{INT} \times \Delta t_e(t) \quad (II.13)$$

- **1,2** (sans dimension) est un coefficient de majoration tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers les ponts thermiques),

- $K_{\text{été}}$ (en $W/m^2 \cdot ^\circ C$) est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée pour l'été,
- S_{INT} (en m^2) est la surface intérieure totale de la paroi considérée ; pour les toitures en pente, on prendra la projection horizontale de la surface ;
- $\Delta te(t)$ (en $^\circ C$) est la différence équivalente de température à l'heure t ;

II.2.10.b Le coefficient Kété des parois opaques est donné par la formule suivante :

$$K_{\text{été}} = \frac{1}{\sum R} \quad (\text{II.14})$$

- $\sum R$ (en $m^2 \cdot ^\circ C/W$) représente la somme des résistances thermiques des différentes couches de matériaux constituant la paroi.

II.2.10.c La différence de température équivalente $\Delta te(t)$ en $^\circ C$ est donnée par : Paroi ensoleillé :

$$\Delta te(t) = \Delta tes(t) + C\Delta te + \frac{\alpha}{09} \times [\Delta tem(t) - \Delta tes(t)] \times \frac{It,b}{It,b/40} \quad (\text{II.15})$$

II.2.10.d Paroi à l'ombre 24 h / 24

$$\Delta te(t) = \Delta tes(t) + C\Delta te \quad (\text{II.16})$$

- $\Delta tes(t)$ (en $^\circ C$) est la différence de température équivalente à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre ;

- $C\Delta te$ (en $^\circ C$) 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 E_b pour le mois considéré ;

- $\Delta tem(t)$ (en $^\circ C$) est la différence équivalente de température à l'heure t pour L'orientation de la paroi considérée ;

- It,b (en W/m^2) est le rayonnement total de base pour le mois,

- $It,b(40)$ (en W/m^2) est le rayonnement total de base pour le mois de Juillet,

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), $\alpha = 0,90$;
- 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, $\alpha = 1$.

- Le facteur d'absorption α d'une paroi extérieure non peinte est donné par le tableau ci- dessous en fonction du matériau constituant la face extérieure de la paroi.

Tableau II.2 : facteurs d'absorption

Nature du matériau	Facteur d'absorption	Nature du matériau	Facteur d'absorption
Asphalte	0.90	pierre calcaire blanche	0.60
feutre bitumé	0.90	granit poli	0.45
SABLE	0.70	acier poli	0.06
ARDOISE	0.93	Cuivre poli	0.04
TUILE	0.80	Aluminium poli	0.04
carrelage claire	0.30	Tôle galvanisée	0.70
marbre poli	0.60	Amiante ciment	0.96
tôle oxydée	0.80	Peinture d'aluminium	0.60
tôle rugueuse	0.94	Fonte brute	0.80
béton, brique	0.75	Gravier	0.80

II.2.10.e 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 :

$$APO(t) = K_{été} \times S_{INT} \times [T_{SA} - T_{SB} ,I] \tag{II.17}$$

- $K_{été}$ (en $W/m^2 \cdot ^\circ C$) est le coefficient de transmission global de la paroi considérée,
- S_{INT} (en m^2) est la surface intérieure de la paroi considérée,
- T_{SA} (en $^\circ C$) est la température sèche de l'air intérieur du local adjacent,

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

II.2.11 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 : pour un plancher, la différence comptée positivement entre le niveau de la face supérieure du plancher et le niveau du sol, 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 ci-dessous :

Tableau I.3 : valeurs de z_{lim} (en m)

Température du local conditionnée	Valeur de z _{Lim}					
	Zone climatique					
	A	B, C	B' altitude < 500 m	C1	C2	C3
24	3,80	5,40	5,60	7,80	7,40	5,80
25	3,40	5,00	5,20	7,40	7,00	5,40
26	3,00	4,60	5,80	7,00	3,60	5,00
27	2,60	4,20	5,40	5,60	3,20	4,60

Formule de calcul

$$APO = K_{ete} \times S_{APP} (TS_M - TS_{I,B}) \tag{II.18}$$

II.2.12 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 :

$$AVT(t) = K_{ETE} \times S_{OUV} \times [(TSe(t) - C_{inc}) - TS_{B,I}] \tag{II.19}$$

- **Souv (m²)** est la surface de l'ouverture dans la paroi opaque,
- **TSe(t) (°C)** est la température extérieure sèche à l'heure t,
- **TS_{B,i} (°C)** est la température intérieure sèche de base pour le local considéré
- **C_{inc}** est un coefficient correcteur,

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

$$AVE(t) = [SV_{ENS} \times It + (SV - SV_{ENS}) \times Id] \times FS \times NPVI(t) \tag{II.20}$$

- **SV (m²)** est la surface totale vitrée,
- **SV_{ENS} (m²)** est la surface vitrée ensoleillée,
- **It (W/m²)** est le rayonnement total maximal réel,
- **Id (W/m²)** est le rayonnement diffus maximal réel,
- **NPVI(t)** représente le coefficient d'amortissement relatif aux gains par ensoleillement à travers les parois vitrées à l'heure t considérée,
- **FS** est le facteur solaire du vitrage,

II.2.13 Détermination du coefficient d'amortissement

Le coefficient d'amortissement NPVI(t) est donné dans les tableaux ci-après en fonction de la durée de fonctionnement des installations, de la présence ou non de protections (stores, volets, rideaux, etc.), de la masse M rapportée à la surface du plancher, de l'orientation de la paroi vitrée et de l'heure solaire vraie.

En l'absence d'informations, on pourra prendre :

- Locaux à usage d'habitation, d'hébergement et de vente :
- Zones A, B, B' et C : 12 heures de fonctionnement,
- Zones D1, D2 et D3 : 16 heures de fonctionnement ;
- Locaux à usage d'enseignement, de bureaux, d'accueil et de réunion : 12 heures de fonctionnement ;
- Locaux de restauration et à usage artisanal : 16 heures de fonctionnement.

Pour l'utilisation des tableaux I.4, toute paroi vitrée sans protection intérieure est considérée comme une paroi vitrée sans protection (même si elle comporte une protection extérieure, ou si elle est protégée de l'ensoleillement direct par des saillies).

La masse M rapportée à la surface du plancher est donnée par :

$$M = \frac{\sum m_{\text{ext}} + 1/2 \sum m_{\text{sep}} + \sum m_i}{\sum S_{\text{pla}}} \quad (\text{II.21})$$

- **m_{ext} (kg)** est la masse des parois séparant la zone thermique considérée et l'environnement extérieur (murs extérieurs, toiture, plancher éventuel en contact avec le sol) ;
- **m_{sep} (kg)** est la masse des parois séparant la zone thermique considérée et les autres zones thermiques (cloisons, planchers intermédiaires, plafonds) ;

- **mi (kg)** désigne toute masse fixe (cloisons, murets, cage d’escalier, etc.) se trouvant au sein de la zone thermique considérée.

- **Spl (en m²)** est la surface de plancher pour la zone thermique considérée ; si une zone thermique a été définie sur plusieurs niveaux, **Spl** est la somme des surfaces de plancher.

Pour le calcul de **M**, on ne tiendra pas compte de la masse des parois vitrées.

Tableau I.4 Valeur de npv

	M Kg / m ²	Temps solaire vrai																									
		Protection intérieure															Sans ou avec protection extérieure										
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		
E	≥750	51	66	71	67	57	40	29	26	25	23	21	19	36	44	50	53	53	50	44	39	36	34	30	28		
	500	52	67	73	70	58	40	29	26	24	21	19	16	34	44	54	58	57	51	44	39	34	31	28	24		
	≤150	53	74	82	81	65	43	25	19	16	14	11	09	36	56	71	79	70	54	39	28	23	18	15	12		
S	≥750	28	25	40	53	64	72	77	77	73	67	49	31	47	43	42	46	51	56	61	65	66	65	61	54		
	500	26	22	38	51	64	73	79	79	77	65	51	31	44	37	39	43	50	57	64	68	70	68	63	53		
	≤150	21	29	48	67	49	82	89	83	56	50	24	16	28	19	25	38	54	68	78	84	82	76	61	42		
O	≥750	63	31	28	27	25	24	22	29	46	61	71	72	56	49	44	39	36	33	31	31	35	42	49	54		
	500	67	33	28	26	24	22	20	28	44	61	72	73	60	52	44	39	34	31	29	28	33	43	51	57		
	≤150	77	34	25	20	17	14	13	12	44	67	82	85	77	56	38	28	22	18	16	19	33	52	69	77		
N	≥750	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	96	75	75	79	83	84	86	88	88	91	92	93	93		
	500	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98	81	84	86	89	91	93	93	94	94	95	95	95		
	≤150	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100		

II.2.14 facteurs solaire

Le facteur solaire FS est égal au rapport du flux total transmis par le vitrage antisolaire (FTas) au flux transmis à travers un vitrage ordinaire (FT vo) dans les conditions de référence.

En d’autres termes, FS = 1 pour un vitrage ordinaire, FS < 1 pour un vitrage antisolaire.

Pour réduire le coût de la climatisation, on est donc amené à installer des vitrages antisolaires. Les valeurs de FS sont données dans le tableau ci-dessus :

Tableau II.5 : facteur solitaire des vitrages spéciaux en simple épaisseur

Apport	Nature des apports	Coefficient de simultanéité Cs				
		Locaux				
		Bureaux Réunions Accueils	Logement hébergement	Vente Restauration	Artisanal industriel	enseignements
Occupant	sensible Latent	0.80	0.50	0.80	0.90	1.00
Moteurs Électriques	Sensible	0.60	0.50	0.85	0.85	0
Appareils électrique	sensible Latent	0.60	0.50	0.85	0.85	0
Eclairages fluorescents non encastrés	Sensible	0.70	0.35	0.90	0.85	0.90
Eclairage fluorescent encastrés, éclairage incandescent non encastré	Sensible	0.70	0.35	0.90	0.85	0.90
Eclairage encastré dans un faux-plafond avec plénum de reprise	Sensible	0.70	0.35	0.90	0.85	0.90
Appareils à gaz	Sensible Latent	0	0.50	0.85	0.85	0
Réservoir	Sensible Latent	0	1.00	1.00	1.00	0
poration libre	sensible Latent	0	1.00	1.00	1.00	0
Vapeur vive	Sensible Latent	0	0	1.00	1.00	0
Tuyauterie, conduits d'airs	Sensible	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

II.2.14 Le rayonnement total maximal réel I_t

Le rayonnement total maximal réel I_t et le rayonnement diffus maximal réel I_d [W/m^2] sont donnés par :

$$I_t = [C_{CADRE} \times C_{LIMP} \times C_{ALT} \times C_{ROSE}] I_{t,b} \quad (II.22)$$

$$I_d = [C_{CADRE} \times C_{LIMP} \times C_{ALT} \times C_{ROSE}] I_{d,b} \quad (II.23)$$

Où :

- C_{CADRE} est un coefficient tenant compte de la nature du cadre ;
- C_{LIMP} est un coefficient tenant compte de la limpidité de l'atmosphère ;
- C_{ALT} est un coefficient tenant compte de l'altitude ;
- C_{ROSE} est un coefficient tenant compte de la valeur du point de rosée
- $I_{t,b}$ et $I_{d,b}$ (en W/m^2) 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.
- Le coefficient de correction C_{LIMP} est donné ci-après :
 - $C_{LIMP} = 1$ 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 II.6 en fonction de la zone climatique.

Tableau II.6 valeur de Cros en fonction des zones thermiques

Zone		Cros
A	alt<500	0,99
	500≤alt<1000	1,02
	alt>1000	1,02
B	alt<500	1,03
	500≤alt<1000	1,05
	alt>1000	1,07
B1	toutes	1,10
B2		

II.3 APPORTS DE CHALEUR INTERNES

On désigne par apports de chaleur internes, ou gains internes, les quantités de chaleur dégagées sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux conditionnés.

Les gains internes prévus par ce le DTR 2012 sont ceux ayant pour origine les occupants, les machines entraînées par des moteurs électriques, les appareils électriques, l'éclairage, les appareils à gaz, les réservoirs, l'évaporation libre, l'introduction de vapeur vive, les tuyauteries et les conduits d'air intérieurs.

II.3.1 Principes de calcul

Les apports internes, lorsqu'ils existent, sont calculés en les considérant constants pendant la durée de fonctionnement de l'installation de climatisation.

Les apports internes sont calculés en considérant un amortissement des gains sensibles. On utilise pour les besoins du calcul un coefficient dit d'amortissement noté NAI(t).

Le coefficient d'amortissement NAI(t) est à affecter séparément pour chaque apport interne.

Les apports internes sont déterminés en multipliant, pour chaque apport, les gains maximaux par un coefficient de simultanéité (noté CS) spécifique à chaque apport.

II.3.2 Les apports de chaleur internes AL(t) a l'instant t sont données par la formule suivante :

$$AI(t) = \sum j(CS_j \times AIs.j \times NAI.j) + \sum(CS_j \times AIL.j) \quad (II.24)$$

- AIsj (W) représente la partie sensible de l'apport interne j ;

Tableau II.7 : coefficients de simultanéité de gains internes

Apports	Nature des apports	Coefficient de simultanéité				
		Locaux				
		Bureaux	logement	restauration	artisanal	enseignement
Occupants	Sensible	0,8	0,5	0,8	0,9	1
Eclairages	Sensible	0,7	0,35	0,9	0,85	0,9

II.3.3 Gains dus aux occupants

Les gains dus aux occupants sont une source de chaleur sensible et latente, pour les calculs on doit tenir compte de nombre des occupants dans chaque pièce du bâtiment.

Si une zone thermique est définie, le nombre des occupants et de 4 occupants pour tout le bâtiment pour chaque pièce la moyenne des occupants et d'un occupant.

Les gains internes pour un occupant sont donnés dans le tableau ci-dessus :

Tableau II.8 : gains dus aux occupants

Degré d'activité	Exemple d'application	Température sèche du local (°C)									
		28		27		26		24		21	
		Apports sensible (sen) et latent (lat) en w/pers									
		Sen	lat	Sen	lat	Sen	lat	Sen	lat	Sen	lat
Assis, travail très léger	Logement, bureaux	52	79	58	73	63	69	71	60	83	94
		52	94	58	88	64	83	74	72	85	62

II.3.4 Gains dus aux machines électriques :

Les appareils peuvent constituer à la fois une source de chaleur sensible et latente, ou seulement une source de gains sensibles.

Une machine électrique utilisée dans un local dégage intégralement l'équivalent calorifique de la puissance électrique moyenne absorbée

Pour la détermination des apports dus aux machines électriques, on utilisera soit :

- Les indications données par le fabricant ;
- Les formules du tableau II.9 pour le calcul de la puissance absorbée, cette puissance constituant les gains sensibles ; pour certains appareils (de cuisines, de restaurants, etc.), il y a lieu de tenir compte aussi des gains latents ; on pourra alors utiliser les formules relatives aux gains par évaporation

- À défaut, les valeurs des tableaux ci-après :

Tableau II.9 : Apports calorifiques dus aux appareils ménagers

appareils	gains à admettre (en w)		
	Sens	Lat	total
Appareils ménagers			
four électrique	3000	610	3610
four micro-onde	1400	-	1400
cuisinière électrique	3000	1500	4500
Télévision	150	-	150
réfrigérateur(2001)	175	-	175
machine à laver (3kg)	3000	1500	4500
micro-ordinateur	450	-	450
moulin à café	500	140	640
Mixer	1000	277	1277
fer à repasser	500	280	780
Aspirateur	200	-	200

II.3.5 Gains dus à l'éclairage :

$$AI = \sum(Wn \times Cme \times Ccr) \tag{II.25}$$

- **Wn (W)** est la puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent ;
- **Cme** est un coefficient de majoration ; il est égal à :
 - 1,2 pour les lampes à incandescence,
 - 1,25 pour les tubes fluorescents ;
- **Ccr** est le pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restante dans la salle ; Ccr est :
 - Égal à 1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air,
 - Est donné dans le tableau 10 quand l'éclairage est raccordé à un système d'extraction d'air.

Tableau II.10: valeurs de C_{cr}

Débit d'air pour 100w de puissance de lampe ou de tube (m ³ /h)	20	30	50	100
C _{cr}	0.6	0.5	0.4	0.35

Si l'on ne connaît pas la puissance installée pour l'éclairage, on calculera les gains dus à l'éclairage en utilisant le tableau ci-dessus :

Tableau II.11 : gains dus à l'éclairage

Désignation du local ou genre d'activité	Intensité lumineuse recommandée (lux)	Puissance dégagée des lampes ou des tubes (W/m ²)	
		lampes à incandescence	lampes fluorescentes
Entrepôt, pièces d'habitation, théâtre	120	25	8
Bureaux, salle de cours	250	55	16
Salles de lecture, laboratoires, magasins	500	110	32
Montages fins, ateliers, supermarchés	750	170	50
Dessin industriel, grands bureaux,	1000	-	65
Locaux industriels montages très fins	1500	-	100

Introduction :

Le local étudié est un projet à un seul niveau, destiné à usage d'habitation. Le local étudié est sans voisinage, c'est notre volume thermique étudié.

Présentation générale

Le travail consiste à évaluer, en premier lieu, le bilan thermique été du local, le calcul des apports de référence et en fin procéder à la vérification réglementaire.

Conformément au DTR, la vérification réglementaire des locaux à usage d'habitation, de bureaux et d'hébergement, doit s'effectuer selon les étapes suivantes :

Calcul pour l'ensemble du local (supposé conditionner) à 15h TSV, pour le mois de Juillet :

-des apports par les parois opaques aériennes.

-des apports par les parois vitrées.

-calcul des apports calorifiques de référence.

-vérification de la conformité à la réglementation thermique d'été des locaux. A titre de rappel, la somme des apports calorifiques par les parois vitrées et les parois opaques doit vérifier au mois de Juillet à 15 h TSV, pour une température sèche intérieure de 24°C, la relation ci-après :

$$APO (15 h) + AV (15 h) + 1,05A_{REF} (15 h) [W]$$

Données relatives au site :

Le projet est un logement d'une superficie de **69.26 m²**, implanté à TIGZIRT sur mer. Les paramètres géographiques sont :

Altitude : 150 m.

Latitude : 36. °EST

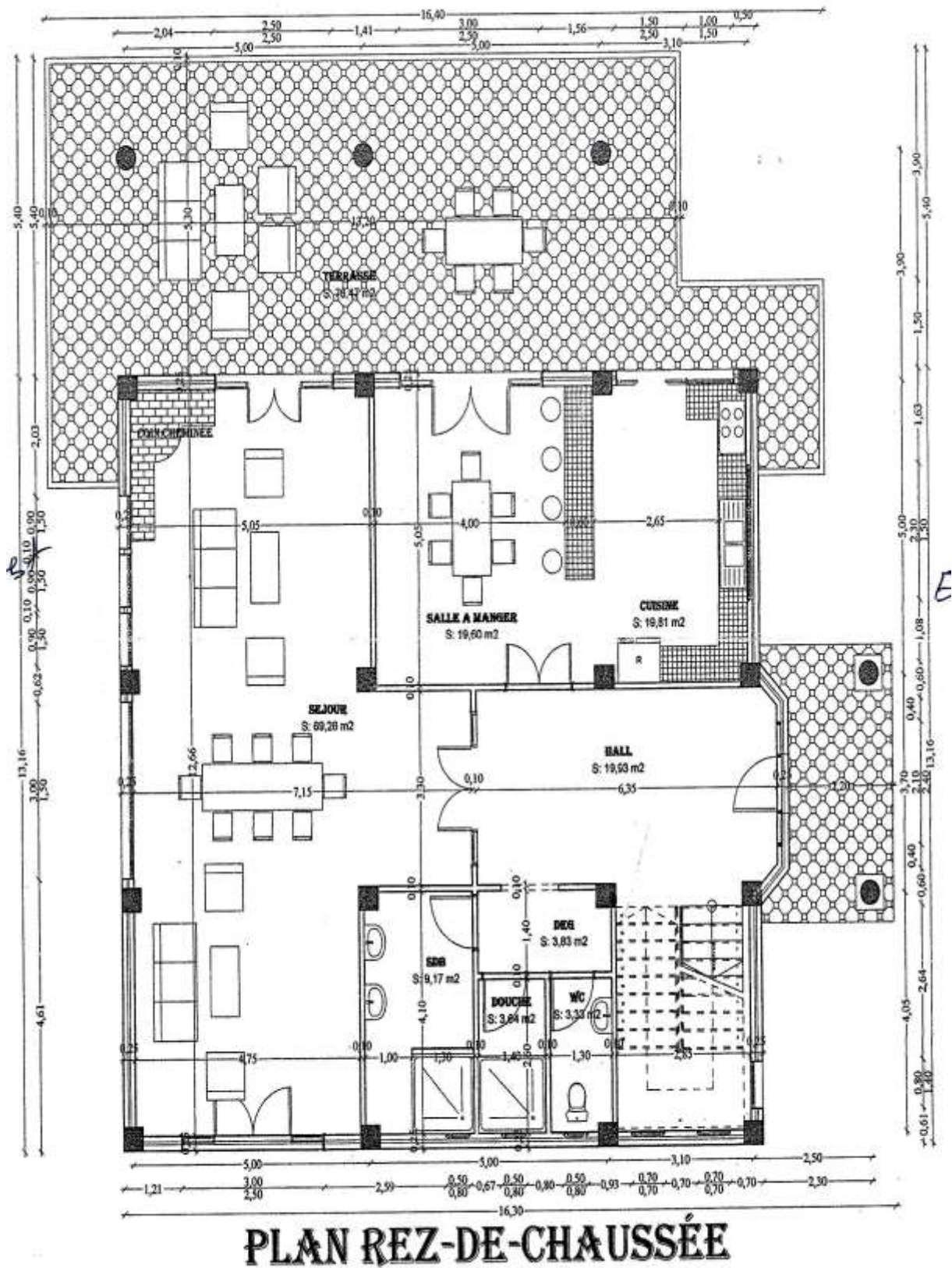
Longitude : 04° Nord.

Orientation du local : Nord

Les paramètres thermiques de base sont :

Zone climatique « A » Alt < 500 m.

Plan de local étudié :



Les conditions de base extérieures :

- La température de base extérieure sèche : $T_{sbe} = 34^{\circ}\text{C}$.
- L'écart annuel de température $EAT = 31^{\circ}\text{C}$.
- L'écart diurne $= 9^{\circ}\text{C}$.
- L'humidité relative extérieure : $H_{re} = 60\%$.
- Humidité spécifique : $g = 20,2$ g de vapeur d'eau /kg d'air sec ;(D'après le diagrammepsychrométrique).

Les conditions de base intérieures :

- La température intérieure : $T_i = 24^{\circ}\text{C}$.
- L'humidité relative intérieure : $H_{ri} = 45\%$ Humidité spécifique : $g = 11$ g de vapeur d'eau / kg d'air sec (D'après le diagramme Psychrométrique).

- Le calcul consiste à déterminer les paramètres suivants :
- Apports à travers les parois opaques extérieures (**APO(t)**).
- Apports à travers les parois vitrées (**AV(t)**).
- Calcul des charges internes et externes du local.

Coefficient global de transmission « K »

$$1/K = \sum R + 1/h_i + 1/h_{e\text{en}} \text{ w/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Calcul des résistances thermiques :

- mortier $e = 0,02$ m et $\lambda = 1,4$ W/m. $^{\circ}\text{C}$ $R = e / \lambda = 0,02 / 1,4 = \mathbf{0,014\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/W}}$
- Brique $e = 0,1$ m et $\lambda = 0,65$ W/m. $^{\circ}\text{C}$ $R = e / \lambda = 0,1 / 0,65 = \mathbf{0,15\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/W}}$
- Lame d'air $e = 0,05$ m $\lambda = 0,26$ W/m. $^{\circ}\text{C}$
 $R = e / \lambda = 0,05 / 0,26 = \mathbf{0,19\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/W}}$
- Brique $e = 0,1$ m et $\lambda = 0,65$ W/m. $^{\circ}\text{C}$ $R = e / \lambda = 0,1 / 0,65 = \mathbf{0,15\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/W}}$
- Mortier $e = 0,01$ m et $\lambda = 1,4$ W/m. $^{\circ}\text{C}$ $R = e / \lambda = 0,01 / 1,4 = \mathbf{0,007\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/W}}$
- Plâtre $e = 0,01$ m $\lambda = 0,35$ W/m. $^{\circ}\text{C}$ $R = e / \lambda = 0,01 / 0,35 = \mathbf{0,03\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/W}}$

Résistance superficielle :

$$1/h_e + 1/h_i = 0,14 \text{ m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C/W}$$

$$1/K = [(0,014 + 0,15 + 0,19 + 0,15 + 0,007 + 0,03) + 0,14]$$

$$1/K = 0.69 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}.$$

$$K = 1.45 \text{ W/m}^2\text{°C}.$$

Tableau II.12: coefficient de transmission

Désignation	Composition	e (m)	λ (W/m°C)	P (Kg /m ³)	R (m ² °C/W)	1/h _i +1/h _e (m ² °C/W)	1/K (m ² °C/W)	K (W/m ² °C)
Mur	Mortier	0.02	1.4		0.014	0.14	0.69	1.45
	Brique	0.1	0.65		0.15			
	Lame d'air	0.05	0.26		0.19			
	Brique	0.1	0.65		0.15			
	Mortier	0.01	1.4		0.007			
	Plâtre	0.01	0.35		0.03			
Plancher Haut	Béton armé	0.15	1.75		0.086	0.14	0.226	4.65
Plancher bas	Béton armé	0.15	1.75		0.086	0.14	0.226	4.65
Porte	5.8							
Fenêtre	3.8							

II. Calcul des apports et déperditions thermiques

Chambre I : on commence par la chambre une comme indiqué dans le plan, elle est constituée de trois façades exposées à l'extérieur.

Les apports thermiques Du séjour sont indiqués dans le tableau récapitulatif suivant :

Tableau II.2 : tableau récapitulatif des apports thermiques

Pièce	mur	APO	AV	Ais	AIL	Ainfs	AifL	As	Ats	Aref	Aref•(APO+AV)
séjour	sud	97.4	156.79	426.17	90	77,95	67.95	757.32	1035.18	253.21	254.19
	nord	57.48	0	520.41	90	208.32	181.6	692.17	967	82.85	57.48
	ouest	210	694.75	426.17	90	396.7	345.8	1727.62	2054	1548.11	904.75
	total	364.88	851.54	1372.75	270	682.97	595.35	3177.11	4047.18	1884.17	1216.42

Mur Sud

Apport a travert les parois opaques :

$$APO(t) = 1.2 \times K_{été} \times S_{int} \times DTe(t)$$

$$DTe(t) = \Delta tes(t) + c\Delta te + \frac{\alpha}{9} \times [\Delta Tem(t) - \Delta tes(t)] \times \frac{It; b}{It; b (40)}$$

$$DTe(t) = 13.9 - 0.1 + 0.6[-13.9] \times 1.13$$

$$DTe(t) = 4.37^{\circ}C \quad Sint = 12.82 \text{ m}^2. \quad K\acute{e}t\acute{e} = 1.45 \text{ W}/^{\circ}\text{m}^2 \quad Eb = 9^{\circ}C \quad C\Delta te = -0.1^{\circ}C$$

$$\Delta tem (15h) = 0^{\circ}C$$

$$\Delta tes (15h) = 13.9^{\circ}C. \quad It,b = 217 \text{ W}/\text{m}^2 \quad t,b (40) = 217 \text{ W}/\text{m}^2$$

D'où

$$APO (15h) = 1.2 * 1.45 * 12.82 * 4.37$$

$$APO (15h) = 97.4 \text{ W}/\text{m}^2$$

Apports à travers les parois vitrées (AV(t))

$$AV (t) = AVT (t) + AVE (t)$$

$$AV (t) = 76.36 + 80.43 = 156.79 \text{ W}/\text{m}^2$$

Apport due au gradient de température (par transmission) (AVT(t))

$$AVT (t) = 1,2 * K\acute{e}t\acute{e} * Souv * [Tse (t) - Tsb,i]$$

Pour : Kété = 3.8 W/m² ; Souv = 1.68 m²; Tse = 34°C; Tsb,i = 24°C.

$$AVT(15h) = 1.2 * 3.8 * 1.68 * [34 - 24]$$

$$AVT(15h) = 76.60 \text{ W}/\text{m}^2$$

Apport par ensoleillement (AVE(t))

$$AVE (t) = [Svens * It + (SV - SVens) * Id] * Fs * Npvi (t)$$

$$FS = 0.45$$

$$Npvi (15h) = 0.68 \quad Id,b = 48.5 \text{ W}/\text{m}^2 \quad Id = 55.11$$

$$It,b = 246.6 \text{ W}/\text{m}^2, \quad d'o\grave{u}: \quad It = 225.4 \text{ W}/\text{m}^2 \text{ Avec:}$$

$$Ccadre = 1 \quad Climp = 0.92 \quad Calt = 1.0035 \quad Cros = 0.99$$

$$AVE (15h) = [1 * 225.4 + (1.68 - 1) * 55.11] * 0.45 * 0.68$$

$$AVE (15h) = 80.43 \text{ W}$$

Calcul des apports de chaleur par introduction d'air extérieur

$$ARENS (t) = 0,320 * Qvan * (Tse(t) - Tsb,i)$$

$$ARENL (t) = 0,797 * Qvan * \text{Max} [(Hsb,e - Hsb,i); 0]$$

Pour un nombre d'occupants : N = 3 personnes,

$$Qvan \text{ min} = 25 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\text{ARENS (15h)} = 0,320 * (3*25) * (34 - 24)$$

$$\text{ARENS (15h)} = 240\text{w}$$

$$\text{ARENL (t)} = 0,797 * 75 * \text{Max} [(14,5 - 11); 0]$$

$$\text{ARENL (t)} = 209.21 \text{ w}$$

Tableau II.13: apports de chaleurs par introduction d'air extérieur

LOCAL	Nbr occupants	S en (m ²)	qvan (m ³ /h)	Tse-Tsbi	ARENS(w)	Hbe-Hbi	AREN _L (w)
Logement	3	1.68	75	10	240	3.5	209.21

Apports dus aux infiltrations d'air

$$\text{AINFS (t)} = 0,320 * Q_{\text{Vinf}} * (T_{\text{se}}(t) - T_{\text{sb,i}})$$

$$\text{AINFL (t)} = 0,797 * Q_{\text{Vinf}} * \text{Max} [(H_{\text{sb,e}} - H_{\text{sb,i}}) ; 0]$$

Avec: $Q_{\text{v inf}} = \Sigma(Q_{\text{vo inf}} * S_{\text{ouv}})$ (m³/ h)

$$Q_{\text{vo inf}} = 14.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$S_{\text{ouv}} = 1.68 \text{ m}^2$$

$$Q_{\text{v inf}} = 24.36 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{AINFS (t)} = 0,320 * 24.36 * (34 - 24)$$

$$\text{AINFS (t)} = 77.95 \text{ w}$$

$$\text{AINFL (15h)} = 0,797 * 24.36 * (14,5 - 11)$$

$$\text{AINFL (t)} = 67.95 \text{ W}$$

Tableau II.14: Apports des infiltrations d'air

LOCAL	Nbr occupants	S en (m ²)	qvan (m ³ /h)	Tse-Tsbi	AINFs (w)	Hbe-Hbi	AINFL (w)
Logement	3	1.68	75	10	77.95	3.5	67.95

Apports internes

$$\text{AI}(t) = \Sigma_j (C_{\text{sj}} * A_{\text{Isj}} * N_{\text{AIj}}) + \Sigma_j (C_{\text{sj}} * A_{\text{ILj}})$$

Tableau II.15: apports de chaleurs interne

Chambre I	Asoc	Asm	Ase	AI _s	AI _L
Mur sud	101.17	285	40	426.17	90

Apport de chaleur par les occupants

$$A_{soc} = C_{so} * A_{iso} * N_{AIo} A_{Loc} = C_{so} * A_{ILO}$$

Avec: $A_{is}=71(W/personne)$

$$A_{IL}= 60 (W/personne) \quad C_{so}=0,5 \quad N_{AIo}=0,95$$

$$A_{soc} = 3*0,5*71*0,95$$

$$A_{soc} = \mathbf{101.17 W}$$

$$A_{loc} = 3*60*0,5 A_{loc} = \mathbf{90W}.$$

Tableau II.16: Apports par les occupants

LOCAL	Nbr Occupants	Aiso (W/personne)	Cso	NAIo	Asoc (w)	AILoc totale(w)	Aloc (w)	Aoc totale
Logement	3	71	0.5	0.95	101.17	60	90	191.17

Apports dus aux machines et appareillages $A_{sm}=C_{sm} * A_{ism} * N_{AIsm} A_{lm} = C_{sm} *$

$A_{Llm}Machine :$

Ordinateur ($A_{ism} = 450W/ordinateur$ et $A_{ilm} = 0W/ordinateur$).

Télévision ($A_{ism} = 150W/télévision$ et $A_{ilm} = 0W/ télévision$)

$$A_{Ll} = 0 w$$

$$A_{Ls} = 285 w$$

Tableau II.17: Apports dus aux machines et appareillages

LOCAL	Type	Nbr	As/app	Cs	Nai	Asm (w)	Alm(w)	Aism T (w)
Logement	Television	1	150	0.5	0.95	71.25	0	285
	Micro-ordinateur	1	450	0.5	0.95	213.8	0	

Apports dus aux éclairages

Pour 4 Lampes fluorescentes : $W_n = 8 W/m^2$,

$$A_{ise} = \Sigma (W_n * C_{me} * C_{cr})$$

Lampes fluorescentes : $W_n = 8 W/m^2$, $C_{cr} = 1$, $C_{me} = 1,25$,

$$A_{ise} = 4*(1,25 * 1* 8)$$

$$A_{ise} = 40 W/m^2$$

Tableau II.18: Apports dus aux Eclairages

Local	Wn (w)	Cme	Cr	Aise (w)
Logement	8	1.25	1	40

Les apports sensibles

$$As = APO + AV + AIs + AINFs$$

$$As = 97.4 + 156.7 + 426.17 + 77.95$$

$$As = 757.32 \text{ w/m}^2$$

Tableau II.19: Apports sensibles

Local	APO	AV	AIs	AINFs	As
Logement	97.4	156.8	426.17	77.95	757.32

Les apports latents

$$AI = 90 \text{ w}$$

Les apports effectifs

$$AEs = (C_{Das} \times As) + (BF \times ARENs)$$

$$AEs = (1.05 \times 757.32) + (0.4 \times 240)$$

$$AEs = 891.18 \text{ w}$$

Tableau II.20: Apports effectifs sensibles

Local	CPas	As	BF	ARENs	AEs
Logement	1.05	757.32	0.4	240	891.18

$$AEI = (C_{Dai} \times AI) + (BF \times ARENI)$$

$$AEI = (1.05 \times 90) + (0.4 \times 209.21)$$

$$AEI = 178.18 \text{ w}$$

Tableau II.21: Apports effectifs latents

Local	CPas	AI	BF	ARENI	AEI
Logement	1.05	90	0.4	278.95	178.18

Les apports totaux

$$ATs = (C_{Das} \times As) + ARENs$$

$$ATs = 1035.18 \text{ w}$$

Vérification réglementaire :

$$APO (15 \text{ h}) + AV (15 \text{ h}) \leq 1,05 \times Aréf (15 \text{ h}) (W)$$

$$Aréf = Aréf,PH + Aréf,PV + Aréf,PVI (W)$$

Calcul des apports calorifiques de référence

$$Aréf_{réf,PV} = \Sigma (1.4 \times 12.82 \times 6.88)$$

$$Aréf_{réf,PV} = 123.48w$$

Apports de référence des parois vitrées

$$A_{réf, PVI} = AVE_{réf} + AVT_{réf}$$

$$AVE = [SVens * It + (SV - SVens) Id] * FS * NPVI_{réf}$$

$$AVE_{réf} (15h) = [1 * 225.4 + (0.68) * 55.11] * 0.45 * 0.68$$

$$AVE_{réf} (15h) = 80.44w$$

$$AVT_{réf} = e \times Souv \times \Delta TS_{réf, PVI}$$

$$AVT_{réf} (15h) = 4.2 * 1.68 * 7$$

$$AVT_{réf} (15h) = 49.39w$$

D'où :

$$Aréf = Aréf, PH + Aréf, PV + Aréf, PVI$$

$$Aréf = (123.38 + 129.83)$$

$$Aréf = 253.21$$

$$1,05 \times Aréf (15 h) = 265.87$$

$$APO (15h) + AV (15h) = 254.2w/m^2$$

$$Aréf (15 h) \times 1,05 \geq APO (15 h) + AV (15 h)$$

Donc l'exigence réglementaire est vérifiée

Mur nord:**Apport à travers les parois opaques**

$$APO(t) = 1.2 \times K_{été} \times S_{int} \times DTe(t)$$

$$DTe(t) = \Delta tes(t) + c\Delta te + \frac{\alpha}{9} \times [\Delta Tem(t) - \Delta tes(t)] \times \frac{It; b}{It; b(40)}$$

$$DTe(t) = 0 - 0.1 + 0.6[4.4] \times 1.03$$

$$DTe(t) = 2.62^\circ C$$

$$S_{int} = 5.99 \text{ m}^2 \cdot K_{été} = 1.45 \text{ W/}^\circ\text{m}^2$$

$$E_b = 9^\circ\text{C} \Delta t_e = - 0,1^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{em} (15h) = 4.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{es} (15h) = 0^\circ\text{C}. \quad I_{t,b} = 48.5 \text{ W/m}^2 \quad I_{t,b} (40) = 47 \text{ W/m}^2$$

D’ou

$$APO (15h) = 1,2 * 1.45 * 12.61 * 2.62 \quad APO (15h) = 57.48 \text{ W}$$

Apports à travers les parois vitrées (AV(t))

$$AV (t) = AVT (t) + AVE (t)$$

$$AV (t) = 0 \text{ w}$$

Apport à travers la porte

$$APO (15h) = 1,2 * 5.8 * 1.89 * 2.62 \quad APO (15h) = 34.46 \text{ W}$$

Apport due au gradient de température (par transmission) (AVT(t))

$$AVT(15h) = 0 \text{ W}$$

Apport par ensoleillement (AVE (t))

$$AVE (t) = 0 \text{ w}$$

Calcul des apports de chaleur par introduction d’air extérieur

$$ARENS (t) = 0,320 * Q_{van} * (T_{se}(t) - T_{sb,i})$$

$$ARENL (t) = 0,797 * Q_{van} * \text{Max} [(H_{sb,e} - H_{sb,i}); 0]$$

$$Q_{van \text{ min}} = 25 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$ARENS (15h) = 0,320 * (3 * 25) * (34 - 24)$$

$$ARENS (15h) = 240 \text{ w}$$

$$ARENL (t) = 0,797 * 3 * 25 * \text{Max} [(14.5 - 11); 0]$$

$$ARENL (t) = 209.21 \text{ w}$$

Tableau II.22: Apports par introduction d’air extérieur

LOCAL	Nbr occupants	S en (m ²)	qvan (m ³ /h)	Tse-Tsbi	ARENS(w)	Hbe-Hbi	ARENL(w)
Logement	3	14.5	75	10	240	3.5	209.21

Apports dus aux infiltrations d’air

$$AINFs (t) = 0,320 * Q_{vinf} * (T_{se}(t) - T_{sb,i})$$

$$AINFL (t) = 0,797 * Q_{vinf} * \text{Max} [(H_{sb,e} - H_{sb,i}) ; 0]$$

$$S_{ouv} = 1.89 \text{ m}^2.$$

$$Q_v \text{ inf} = 21.7 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$A_{INFs}(t) = 208.32 \text{ w}$$

$$A_{INF_L}(t) = 181.6 \text{ W}$$

Tableau II.23 : Apports par infiltration

LOCAL	Nbr occupants	S en (m ²)	q _{van} (m ³ /h)	T _{se} -T _{sbi}	A _{INFs} (w)	H _{be} -H _{bi}	A _{INF_L} (w)
Logement	3	1.89	65.1	10	208.32	3.5	181.6

Apports internes

$$A_I(t) = \sum_j (C_{sj} * A_{Isj} * N_{AIj}) + \sum_j (C_{sj} * A_{ILj})$$

Tableau II.24 : Apports interne

Sejour	A _{soc}	A _{sm}	A _{se}	A _{Is}	A _{IL}
Mur nord	111.36	285	124.05	520.41	90

Apport de chaleur par les occupants

$$A_{soc} = C_{so} * A_{Iso} * N_{AIo} \quad A_{loc} = C_{so} * A_{Lo}$$

$$\text{Avec: } A_{is}=71(\text{W/personne})$$

$$A_{IL}=60(\text{W/personne})$$

$$C_{so}=0,5$$

$$N_{AIo}=0,95$$

$$A_{soc} = 3*0.5*71*0.95 \quad A_{soc} = 101.17 \text{ w}$$

$$A_{loc} = 3*60*0.5 \quad A_{loc} = 90 \text{ w}$$

Tableau II.25 : Apports par occupants

LOCAL	Nbr occupants	A _{iso} (W/personne)	C _{so}	N _{AIo}	A _{soc} (w)	A _{ILoc} totale (w)	A _{loc} (w)	A _{oc} totale
Logement	3	71	0.5	0.95	101.17	60	90	191.17

Apports dus aux machines et appareillages

$$A_{sm}=C_{sm} * A_{ism} * N_{AIsm}$$

$$A_{lm} = C_{sm} * A_{lism} \text{Machines :}$$

Ordinateur (A_{ism} = 450W/ordinateur et A_{lism} = 0W/ordinateur).

Télévision (A_{ism} = 150W/télévision et A_{lism} = 0W/ télévision).

$$A_{L} = 0 \text{ w}$$

$$A_{Is} = 285 \text{ w}$$

Tableau II.26: Apports dus aux machines et appareillages

LOCAL	Type	Nbr	As/app	Cs	Nai	Asm (w)	Alm(w)	Aism T (w)
Logement	Télévision	1	150	0.5	0.95	71.25	0	285
	Micro-ordinateur	1	450	0.5	0.95	213.8	0	

Apports dus aux éclairages

Pour 4 Lampes fluorescentes : $W_n = 8 \text{ W/m}^2$,

$$A_{Ise} = \Sigma (W_n * C_{me} * C_{cr})$$

Lampes fluorescentes : $W_n = 8 \text{ W/m}^2$, $C_{cr} = 1$, $C_{me} = 1,25$,

$$A_{Ise} = 4 * (1,25 * 1 * 8) A_{Ise} = 40 \text{ W}$$

Tableau II.27: Apports dus aux Eclairages

Local	W_n (w)	C_{me}	C_{cr}	Aise (w)
Logement	8	1.25	1	40

Les apports sensibles

$$A_s = A_{PO} + A_V + A_{Is} + A_{INFs} A_s = 692.17 \text{ w}$$

Tableau II.28: Apports sensibles

Local	APO	AV	AIs	AINFs	As
Logement	57.48	0	426.17	208.32	692.17

Les apports latents

$$A_l = 90 \text{ w}$$

Les apports effectifs

$$A_{Es} = (C_{Das} \times A_s) + (BF \times A_{RENs}) A_{Es} = (1.05 \times 692.17) + (0.4 \times 240)$$

$$A_{Es} = 823 \text{ w}$$

Tableau III.28: Apports effectifs sensibles

$$A_{El} = (C_{Dal} \times A_l) + (BF \times A_{REnL})$$

$$A_{EL} = (1.05 \times 90) + (0.4 \times 209.21)$$

$$A_{El} = 178.2 \text{ w}$$

Tableau II.29: Apports effectifs latents

Local	CPas	AI	BF	ARENI	AEI
Logement	1.05	90	0.4	209.21	178.2

Les apports totaux

$$ATs = (C_{Das} \times As) + ARENsATs = 967w$$

$$APO (15 h) + AV (15 h) \leq 1,05 \times Aréf (15 h) (W)$$

$$Aréf = Aréf,PH + Aréf,PV + Aréf,PVI (W)$$

Calcul des apports calorifiques de référence

$$Aréf_{réf,PV} = \Sigma (c \times Sint \times \Delta TS_{réf,PV}) Aréf_{réf,PV} = \Sigma (1.4 \times 12.61 \times 4.66)$$

$$Aréf_{réf,PV} = 82.26w$$

Apports de référence des parois vitrées

$$A_{réf, PVI} = AVE_{réf} + AVT_{réf} \quad wAVE = 0$$

$$AVT = e \times Souv \times \Delta TS_{réf, PVI} \quad AVT(15h) = 0 w$$

$$D'où Aréf = Aréf, PH + Aréf, PV + Aréf, PVI \quad Aréf = 82.85 w$$

$$1,05 \times Aréf (15 h) = 86.37 \quad APO (15h) + AV (15h) = 57.48$$

$$D'ou 1,05 \times Aréf (15 h) \geq APO (15 h) + AV (15 h)$$

Donc l'exigence réglementaire est vérifiée. Mur ouest:

Apport a travers les parois opaques

$$APO(t) = 1.2 \times K_{été} \times S_{int} \times DTe(t)$$

$$DTe(t) = \Delta tes(t) + c \Delta te + \frac{\alpha}{9} \times [\Delta Tem(t) - \Delta tes(t)] \times \frac{It,b}{It,b(40)}$$

$$DTe(t) = 10.6 - 0.1 + 0.6[-10.6] \times 1 \quad DTe(t) = 4.14^\circ C$$

$$Sint = 29.61 m^2. \quad K_{été} = 1.45 W/m^2^\circ C \quad Eb = 9^\circ C \quad C\Delta te = - 0,1$$

$$\Delta tem (15h) = 0^\circ C \quad \Delta tes (15h) = 10.6^\circ C.$$

$$It,b = 516 W/m2 \quad It,b (40) = 516 W/m2$$

D'où

$$APO(15h) = 1,2 * 1.45 * 29.16 * 4.14 APO(15h) = 210 \text{ w}$$

Apports à travers les parois vitrées (AV(t))

$$AV(t) = AVT(t) + AVE(t) AV(t) = 1002.55 \text{ w}$$

Apport due au gradient de température (par transmission) (AVT(t))

$$AVT(t) = 1,2 * Kété * Souv * [Tse(t) - Tsb,i] \text{ Pour:}$$

$$Kété = 6.8W/m^2 ; \quad Souv = 8.55m^2; \quad Tse=34^{\circ}C ; \quad sbi = 24^{\circ}C.$$

$$AVT(15h) = 1.2 * 6.8 * 8.55 * [34 - 24]$$

$$AVT(15h) = 697.68 \text{ W}$$

Apport par ensoleillement (AVE(t))

$$AVE(t) = [Svens * It + (SV - SVens) * Id] * Fs * Npvi(t)$$

$$Fs = 0.45 \quad Npvi(15h) = 0.68 \quad Id,b = 48,5 \text{ W/m}^2 Id = 50.37$$

$$It,b = 155.5 \text{ W/m}^2, \quad \text{d'ou: } It = 161.5 \text{ W/m}^2 \text{ Avec:}$$

$$Ccadre = 1 \quad Climp = 0,92 \quad Calt = 1,0035 \quad Cros = 0.99$$

$$AVE(15h) = [5.09 * 161.5 + (8.55 - 5.09) * 50.37] * 0.45 * 0.6$$

$$AVE(15h) = 304.87 \text{ W}$$

Calcul des apports de chaleur par introduction d'air extérieur

$$ARENL(t) = 0,797 * Qvan * Max [(Hsb,e - Hsb,i); 0]$$

Pour un nombre d'occupants : N= 3 personnes,

$$Qvan \text{ min} = 25 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$ARENS(15h) = 0,320 * (3 * 25) * (34 - 24)$$

$$ARENS(15h) = 240 \text{ w}$$

$$ARENL(t) = 0,797 * 75 * Max [(14.5 - 11); 0]$$

$$ARENL(t) = 209.21 \text{ w}$$

Tableau II.30: apports de chaleurs par introduction d'air extérieur

LOCAL	Nbr occupants	S en (m ²)	qvan (m ³ /h)	Tse-Tsbi	ARENS(w)	Hbe-Hbi	ARENL(w)
Logement	3	1.68	75	10	240	3.5	209.21

Apports dus aux infiltrations d'air

$$AINFS(t) = 0,320 * QVinf * (Tse(t) - Tsb,i)$$

$$AINFL(t) = 0,797 * QVinf * \text{Max} [(Hsb,e - Hsb,i) ; 0]$$

Avec: $Qv \text{ inf} = \Sigma(Qvo \text{ inf} * Souv)$ (m³/h)

$$Qvo \text{ inf} = 14.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Souv = 8.55 \text{ m}^2$$

$$Qv \text{ inf} = 123.97 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$AINFS(t) = 0,320 * 123.97 * (34 - 24)$$

$$AINFS(t) = 396.7 \text{ w}$$

$$AINFL(15h) = 0,797 * 123.97 * (14,5 - 11)$$

$$AINFL(t) = 345.8 \text{ W}$$

Tableau II.31: Apports des infiltrations d'air

LOCAL	Nbr occupants	S en (m ²)	qvan (m ³ /h)	Tse-Tsbi	AINFs (w)	Hbe-Hbi	AINFL (w)
Logement	3	8.55	14.5	10	396.7	3.5	345.8

Apports internes

$$AI(t) = \Sigma_j (Cs_j * AIs_j * NAI_j) + \Sigma_j (Cs_j * AIL_j)$$

Tableau II.32: apports de chaleurs interne

Chambre I	Asoc	Asm	Ase	AIs	AIL
Mur sud	101.17	285	40	426.17	90

Apport de chaleur par les occupants

$$Asoc = Cso * AIs0 * NAI0$$

$$ALoc = Cso * AILO$$

Avec: $Ais=71$ (W/personne)

$$AIL= 60$$
 (W/personne)

$$Cso=0,5$$

$$NAI0=0,95$$

$$Asoc = 3 * 0,5 * 71 * 0,95$$

$A_{soc} = 101.17 \text{ W}$

$A_{loc} = 3 \times 60 \times 0,5$

$A_{loc} = 90 \text{ W}$.

Tableau II.33: Apports par les occupants

LOCAL	Nbr occupants	Aiso (W/personne)	Cso	NAIo	Asoc (w)	AILoc totale(w)	Aloc (w)	Aoc totale
Logement	3	71	0.5	0.95	101.17	60	90	191.17

Apports dus aux machines et appareillages

$A_{sm} = C_{sm} * A_{ism} * N_{AIsm}$

$A_{ism} = C_{sm} * A_{LismMachine}$:

Ordinateur ($A_{ism} = 450 \text{ W/ordinateur}$ et $A_{ilm} = 0 \text{ W/ordinateur}$).

Télévision ($A_{ism} = 150 \text{ W/télévision}$ et $A_{ilm} = 0 \text{ W/ télévision}$).

$A_{Ll} = 0 \text{ w}$

$A_{ls} = 285 \text{ w}$

Tableau II.34: Apports dus aux machines et appareillages

LOCAL	Type	Nbr	As/app	Cs	Nai	Asm (w)	Alm(w)	Aism T (w)
-------	------	-----	--------	----	-----	---------	--------	------------

Apports dus aux éclairages

Pour 4 Lampes fluorescentes : $W_n = 8 \text{ W/m}^2$,

$I_{se} = \Sigma (W_n * C_{me} * C_{cr})$ Lampes fluorescentes :

$W_n = 8 \text{ W/m}^2$, $C_{cr} = 1$, $C_{me} = 1,25$, $A_{ise} = 4 * (1,25 * 1 * 8)$ $A_{ise} = 40 \text{ W}$.

Tableau II.35: Apports dus aux Eclairages

Local	W_n (w)	C_{me}	C_r	A_{ise} (w)
Logement	8	1.25	1	40

Les apports sensibles

$A_s = A_{PO} + A_V + A_{Is} + A_{INFs}$

$A_s = 210 + 1002.57 + 426.17 + 396.7 = 2035.42 \text{ w}$

Tableau II.36 : Apports sensibles

Local	APO	AV	AIs	AINFs	As
Logement	210	1002.55	426.17	396.7	2035.42

Les apports latents

$A_l = 90 \text{ w}$

Les apports effectifs

$A_{Es} = (C_{Das} \times A_s) + (BF \times A_{RENs})$

Chapitre III : Simulation numérique de la ventilation naturelle

$$AEs = (1.05 \times 2035.42) + (0.4 \times 204)$$

$$AEs = 2218.8 \text{ w.}$$

Tableau II.37 : apports effectifs sensibles

Local	CPas	As	BF	ARENs	AEs
Logement	1.05	2035.42	0.4	204	2218.8

$$AEI = (C_{Dai} \times AI) + (BF \times ARENI)$$

$$AE_L = (1.05 \times 90) + (0.4 \times 209.21) \quad AEI = 178.18 \text{ w}$$

Tableau II.38 : apports effectifs sensibles

Local	CPas	AI	BF	ARENI	AEI
Logement	1.05	90	0.4	209.21	178.18

II.1.3 Les apports totaux

$$ATs = (C_{Das} \times As) + ARENs \quad ATs = 2341.2 \text{ w}$$

Vérification réglementaire

$$APO (15 \text{ h}) + AV (15 \text{ h}) \leq 1,05 \times Aréf (15 \text{ h}) \text{ (W)}$$

$$Aréf = Aréf,PH + Aréf,PV + Aréf,PVI \text{ (W)}$$

$$Aréf_{réf,PV} = \Sigma (c \times Sint \times \Delta TS_{réf,PV})$$

$$Aréf_{réf,PV} = \Sigma (1.4 \times 29.61 \times 9.86)$$

$$Aréf_{réf,PV} = 408.7 \text{ w}$$

$$A_{réf, PVI} = AVE_{réf} + AVT_{réf} \text{ [W]}$$

$$AVE = [SVens * It + (SV - SVens) Id] * FS * NPVI_{réf}$$

$$AVE (15h) = [5.09 * 535.92 + (3.46) * 50.37] * 0.45 * 0.68$$

$$AVE (15h) = 888.04 \text{ w}$$

$$AVT = e \times Souv \times \Delta TS_{réf, PVI}$$

$$AVT(15h) = 4.2 * 8.55 * 7$$

$$AVT(15h) = 251.37 \text{ w}$$

$$D'où: \quad Aréf = Aréf, PH + Aréf, PV + Aréf, PVI$$

$$Aréf = 408.7 + 251.37 + 888.04 = 1548.11$$

$$1,05 \times Aréf (15 \text{ h}) = 1625.51 \text{ w}$$

$$APO (15h) + AV (15h) = 1212.55 \text{ w}$$

$$D'où \quad APO (15 \text{ h}) + AV (15 \text{ h}) \leq 1,05 \times Aréf (15 \text{ h})$$

Donc l'exigence réglementaire est vérifiée.

Conclusion

D'après le bilan thermique effectués, le flux de chaleurs joue un rôle très important sur la ventilation pendant la période estivale.

Le choix du type du matériau de construction c'est un révéle fondamental dans la détermination du besoin énergétique total à cause de la différence dans la conductivité thermique entre les matériaux ; chaque matériau à une performance énergétique différente.

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre ont étudié la discrétisation des équations aux dérivées partielles a pour le but de transformer le problème continu en un problème discret, de façon à pouvoir assurer sa résolution par des méthodes numériques telle que la méthode des éléments finis, la méthode des différences finis et la méthode des volumes finis. Cette dernière est la plus utilisée actuellement dans les codes de simulation numérique CFD (Computational Fluid Dynamics).

L'étude de notre problème, implique la résolution d'un système d'équations mathématiques, aux dérivées partielles. Cela nécessite une approche par une simulation numérique.

Nous avons opté dans cette étude pour l'utilisation du code de calcul FLUENT version 6.2.16 et comme solveur, et le GAMBIT version 6.2.16 pour la description géométrique.

III.2 Calcul numérique

Le modèle mathématique constitué par un système d'équations aux dérivées partielles (EDP) et transformé à l'aide d'une méthode de discrétisation dans un système d'équations algébriques.

Le principe de calcul numérique est illustré par la figure (III.1). [21]

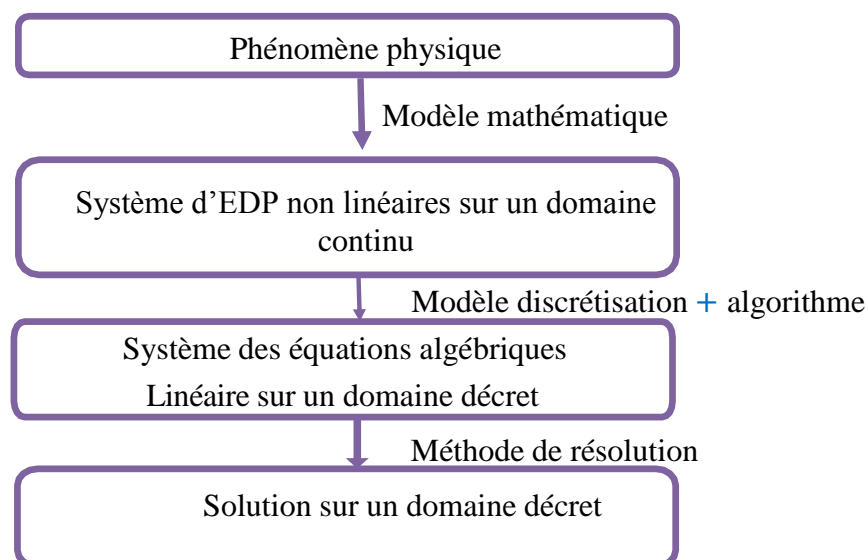


Figure (III.1) : principe de calcul numérique.

III.3 Les différentes méthodes numériques de discrétisation

En vue du passage d'un problème exact (continu) au problème approché (discret), on dispose de plusieurs techniques concurrentes et complémentaires, les plus connues sont :

- Méthode des différences finies(MDF).
- Méthode des éléments finis(MEF).
- Méthode de volumes finis(MVF).

III.3.a Méthode de différences finies

La méthode des différences finies est l'origine des premières simulations dans la mécanique des fluides et transfert de chaleur (1960 à 1965). Son principe à discrétiser les équations aux Nœuds de la grille en calculant chaque dérivée partielle à l'aide du développement de Taylor, pour obtenir les équations linéaires qui lient les variables inconnues en un nœud aux valeurs de ces mêmes variables aux nœuds voisins. La précision du schéma dépend du nombre de nœud de l'ensemble retenu pour approximer une dérivée donnée et du maillage effectué (en général utilisation de maillage régulier et structuré). [22]

III.3.b la Méthode des éléments finis

La technique des éléments finis discrétise l'espace à l'aide d'éléments géométriques simples (triangle ou quadrangles en général). Comme elle permet de modéliser des géométries très complexes, elle est parfois préférée à la méthode des volumes finis. Ensuite, la forme forte des équations est remplacée par la forme faible dans laquelle les inconnues sont approximées par une combinaison linéaire de fonction de base dont le support est un élément. La méthode des éléments finis a vu les premières utilisations pour résoudre les équations de Navier Stokes dans les années soixante-dix. Dans la méthode des éléments finis les variables inconnues sont calculées par une combinaison linéaire de fonctions.

L'approche éléments finis se décompose en deux cas :

- Approximation nodale des fonctions inconnues par sous-domaines (fonctions d'interpolation).
- Utilisation de la méthode des résidus pondérés qui permet de construire une formulation intégrale à partir des équations aux dérivées partielles (la méthode Galerkin est la plus fréquemment utilisée). C'est une méthode conservative sur un domaine.

III.3.c Méthode des volumes finis

Cette méthode consiste à subdiviser le domaine physique de l'écoulement en éléments de volume plus ou moins régulier dans lesquels les équations, décrivant l'écoulement, écrites sous une forme conservative, sont intégrées.

Le but de cette méthode est de convertir l'équation différentielle générale en un système d'équation algébrique en mettant en relation les valeurs de la variable considérée faux points adjacents d'un volume de contrôle typique. Cela est obtenu par l'intégration de l'équation différentielle gouvernante dans ce volume de contrôle avec l'approximation des différents termes (convection, diffusion et source).

III.4 La méthode des volumes finis, elle consiste en:

- La division du domaine de calcul en des volumes de contrôle discret par un maillage de calcul.
- L'intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire les équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes (les inconnus), tels que les vitesses, pressions, températures et les autres scalaires conservés.
- La linéarisation des équations discrétisées et la solution du système d'équations linéaires résultants pour pouvoir adapter les valeurs des variables dépendantes.

Avantages et inconvénients :

- De nombreux codes de simulation numérique en mécanique des fluides reposent sur cette méthode : Fluent, Star CD, CFX, Fine turbo. Cette méthode est bien adaptée aux lois de conservation.
- Permet des maillages non-structurés (géométries complexes).
- Difficulté à monter en ordre.

III.5 Principe de la méthode des volumes finis

Les étapes des résolutions de la méthode des volumes finis sont les suivantes :

III.5.a. Maillage

C'est la subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud, où on trouve les composantes u et v de la vitesse qui se trouve au milieu de segments reliant deux nœuds adjacents. La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points.

Les grandeurs scalaires pression, température, sont stockées dans le nœud P du

maillage, tandis que les grandeurs vectorielles \mathbf{u} et \mathbf{v} sont stockés aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation du transport est intégrée sur le volume de contrôle associée aux variables scalaires et les équations de quantités de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associée aux composants de vitesse.

Le volume de contrôle de la composante longitudinale \mathbf{u} est décalé suivant la direction \mathbf{x} par rapport au volume de contrôle principale, celui de la composante transversale \mathbf{v} est décalé suivant la direction de \mathbf{y} .

Ce type de maillage est dit maillage décalé ; il permet une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation de des gradients de pression ainsi une stabilisation numérique de la solution. [23]

III.5.b. Discrétisation des équations gouvernantes

L'étape principale de la méthode des volumes finis est l'intégration des équations régissant pour chaque volume de contrôle. Les équations algébriques déduites de cette intégration rendent la résolution des équations de transport plus simple.

Chaque nœud est entouré par un ensemble de surfaces qui comporte un élément de volume.

Toutes les variables du problème et les propriétés du fluide sont stockées aux nœuds de cet élément.

Les équations régissant l'écoulement, sont présentées sous les formes moyennées dans un repère cartésien (x, y, z) :

III.5.c. Les équations gouvernantes

Le problème considéré est gouverné par les équations couplées de Navier Stokes pour un fluide incompressible, tenant compte de l'hypothèse de Boussinesq, et de l'énergie dans laquelle le terme de la dissipation visqueuse a été négligé. La projection des équations (III.1), (III.2) et (III.3) dans un plan de coordonnées cartésienne (x, y) donne respectivement :

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (P u_i) = 0 \quad (\text{III.1})$$

Notons que toutes équations régissant l'écoulement interne en turbomachine peuvent être écrites sous la forme générale suivante (équation de transport de la variable ϕ):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{y}{\partial x_j} \cdot (\rho u\phi_j) = \frac{\partial}{\partial J C_j} \left(\Gamma_{\text{eff}} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\phi \quad (\text{III.2})$$

U_j : est la composante de la vitesse suivant la direction x_j .

ρ : La masse volumique.

Γ : est le coefficient de diffusion.

S : est le terme source.

ϕ : Une des variables suivantes $\phi = 1, u, v, w, k, s, \text{et } T$.

III.5. c.1. Equation de continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{III.3})$$

u et v étant les composantes du champ de vitesse $V(u, v)$ dans la direction x et y respectivement.

III.5.c.2 Equation de quantité de mouvement

Suivant (ox):

$$u \cdot \frac{\partial v}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{III.4})$$

Suivant (oy):

$$\frac{u \partial v}{\partial x} + \frac{v \partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + v \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - g\beta(T - T_0) \quad (\text{III.5})$$

III.5.3.c Equation de l'énergie

$$u \cdot \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial T}{\partial x^2} \right) \quad (\text{III.6})$$

L'équation différentielle de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie formant le modèle mathématique de l'écoulement de la convection naturelle laminaire.

Où :

u : est la composante de la vitesse suivant la direction x .

P : est la composante de la vitesse suivant la direction y .

ρ : La masse volumique.

T : Température du local.

T_0 : Température d'entrée du local.

α : Diffusivité thermique.

III.6 Approximation Boussinesq

Pour des configurations d'écoulement dans une enceinte, la résultante des forces externes est limitée aux forces gravitationnelles de sorte que l'influence de la convection naturelle provoquée par des gradients de la température soit évidente. Quand les forces de flottabilité se produisent dans l'écoulement, la conception des propriétés physiques fixes n'assortit plus le comportement de l'écoulement du fluide. L'effet de la convection naturelle est pris en considération dans l'équation de quantité de mouvement par la variation de la masse volumique.

Si en prenant un état thermodynamique de référence (masse volumique ρ_0 et température T_0)

L'équation d'état pour la masse volumique ρ devient en utilisant le développement de Taylor [16] :

$$\rho = \rho_0 \left(1 - \frac{T-T_0}{T_0} + \dots \right) \quad (\text{III.7})$$

En se limitant à un développement du premier ordre :

$$\rho = \rho_0(1 - \beta (T - T_0)) \quad (\text{III.8})$$

Le terme β de l'équation (III.8) est le coefficient de dilatation isobare du fluide, Équations de conservations.

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \Big|_{P=cst} \quad (\text{III.9})$$

Convection naturelle, créant une force motrice volumétrique (Archimède) à laquelle s'oppose notamment une force de frottement visqueux

L'approximation de Boussinesq consiste à négliger les variations de la masse volumique.

III.7 Le modèle de turbulence

Il existe différents niveaux de modèles, se distinguent par leur degré de complexité, c'est-à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes pour fermer le problème : on cite ainsi le modèle de turbulence à zéro, une ou deux équations. Les modèles de turbulence les plus utilisés à l'heure actuelle dans les codes CFD sont les modèles à deux équations et plus particulièrement le modèle de turbulence k- ϵ standard qui est le plus répandu. [24]

Trois modèles de turbulence sont disponibles dans le code Fluent :

- Le modèle k-ε standard.
- Le modèle RSM.
- Le modèle RNG k-ε.

III.8 Le modèle k-ε

Dans cette étude on a utilisé le modèle k-ε standard. Il est un modèle semi empirique basé sur les équations de transport de l'énergie cinétique turbulente k et de sa dissipation ε. Dans le modèle k-ε la viscosité turbulente est exprimée en fonction de k et ε par la formule suivante : [25]

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{III.10})$$

Où : ε appelé **taux de dissipation** de l'énergie cinétique turbulente.

C_μ : est une constante, dont sa valeur est égale à 0.09.

Les équations gouvernantes dans le régime turbulent sont toujours les équations de Navier Stokes, l'équation de continuité et l'équation d'énergie, en ajoutant deux équations de transport dites équations de fermeture du modèle K-ε standard. [26]

III.9 Les nombres adimensionnels

Les résultats expérimentaux sont souvent exprimés en termes de nombres adimensionnels, afin de permettre une application plus générale que celles pour lesquelles les résultats sont obtenus. Les Nombres adimensionnels permettent donc une validation des résultats par rapport aux travaux antérieurs. Quelques nombres adimensionnels sont présentés dans ce qui suit:

III.9.a Le nombre de Reynolds Re

Le nombre de Reynolds Re est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité, dans un écoulement considéré. Il caractérise la nature de l'écoulement (laminaire, turbulent...). Il est défini comme suit:

$$Re = \rho V L / \mu \quad (\text{III.11})$$

Pour aller d'un régime laminaire vers un régime turbulent, cela nécessite le passage

d'une zone de transition caractérisée par son nombre de Reynolds critique qui a pour valeur :

$Re_c=2300$, pour le cas d'une conduite.

III.9.b Le Nombre de Prandtl Pr

Le Nombre de Prandtl Pr est le rapport de la viscosité cinématique μ/ρ à la diffusivité thermique $a = h/\rho C_p$. Il caractérise les propriétés thermiques du fluide, en mettant en rapport la distribution de vitesses (gouvernée par la viscosité cinématique) et la distribution de températures (gouvernée par la diffusivité thermique), on le définit par :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{III } 12)$$

C_p : Capacité calorifique massique (J/kg.K)

λ : coefficient d'échange conductive (W/m².K)

μ : viscosité cinématique (Pa.s)

III.9.c Le Nombre de Nusselt Nu

Le Nombre de Nusselt Nu est le rapport du flux thermique φ , transmis par convection à un flux thermique transmis par conduction à travers le fluide, il est donné par la relation :

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \quad (\text{III } 13)$$

III.9.d Le nombre de Rayleigh Ra

Le nombre de Rayleigh Ra est le paramètre de contrôle de la convection thermique. Plus le nombre de Rayleigh est grand, plus la convection est intense.

Le nombre de Rayleigh peut s'interpréter comme une mesure de l'importance du mécanisme responsable de l'instabilité du fluide (la poussée d'Archimède) par rapport aux mécanismes de freinage (la diffusivité thermique et la viscosité). Il est également possible de voir le nombre de Rayleigh comme la différence de température. Le nombre de Rayleigh est donné par la relation :

$$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{g\beta}{\nu\alpha} (T_s - T_\infty) L_c^3 \quad (\text{III } 14)$$

Avec :

- Gr - nombre de Grashof
- Pr - nombre de Prandtl
- g - accélération de la pesanteur (m/s²)

- L_c - longueur caractéristique (m)
- T_s - température de la paroi (K)
- T_∞ - température du fluide loin de la paroi (K)
- ν - viscosité cinématique (m^2/s)
- α - Diffusivité thermique (m^2/s)
- β - coefficient de dilatation thermique volumétrique (K^{-1})

Pour $Ra < 10^9$: écoulement est laminaire, $Ra > 10^9$: écoulement est Turbulent.

III.9.e Nombre de Grashof

Le nombre de Grashof compare les forces d'Archimède (ou forces de flottabilité) aux forces visqueuses qui s'exercent sur un élément de fluide dont la température diffère de celle du milieu environnant.

$$\text{Gr} = \frac{g \beta \Delta T L_c^3 \rho^2}{\mu^2} \quad (\text{III } 15)$$

avec :

- g - accélération de la pesanteur
- β - coefficient de dilatation
- ΔT - différence de température
- L_c - longueur caractéristique
- ρ - Masse volumique du fluide
- μ - viscosité dynamique

III.10 Logiciel de simulation gambit

Le Gambit est un logiciel de maillage 2D/3D ; préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométrie de différentes forme d'un problème de CFD (Computational Fluid Dynamics). Il génère des fichiers (.Msh) pour Fluent. Ce dernier est un logiciel qui permet de résoudre et simuler des problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques par la méthode des volumes finis. Le Gambit regroupe trois fonctions :

- Définition de la géométrie du problème.
- Le maillage et sa vérification.
- La définition des frontières (des conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs. [27]

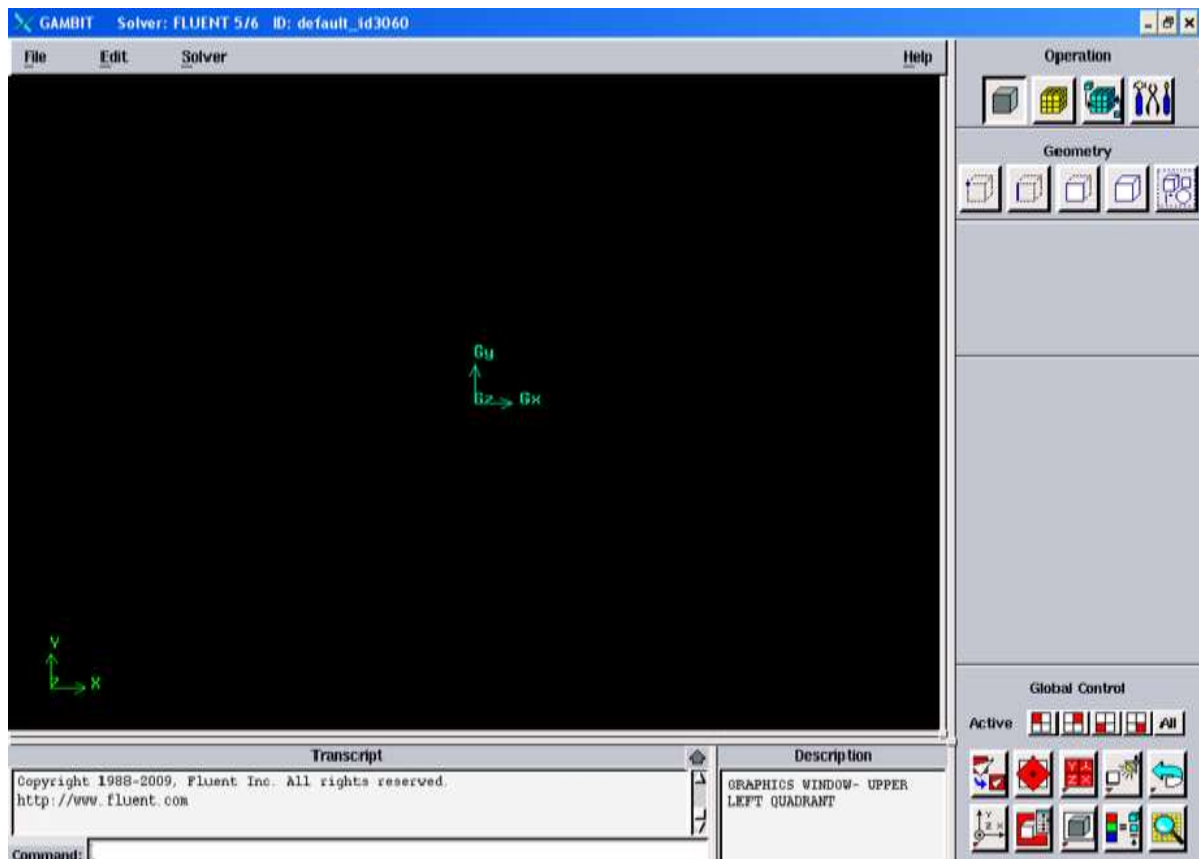


Fig (III.2) : Interface du logiciel GAMBIT.

III.11 Maillage sous gambit

Pour réaliser un maillage d'une forme géométrique dans le logiciel Gambit on effectuera les étapes suivantes :

III.11.a Démarrage de gambit

Le chemin de l'application de Gambit est le suivant : /Fluent.Inc/ntbin/ntx86/Gambit.exe

Vous pouvez créer un raccourci dans la barre des tâches. S'il y a un problème d'exécution, supprimez tous les fichiers.Mesh.lok dans le répertoire:/Fluent.Inc/ntbin/ntx86 et relancez Gambit.exe.

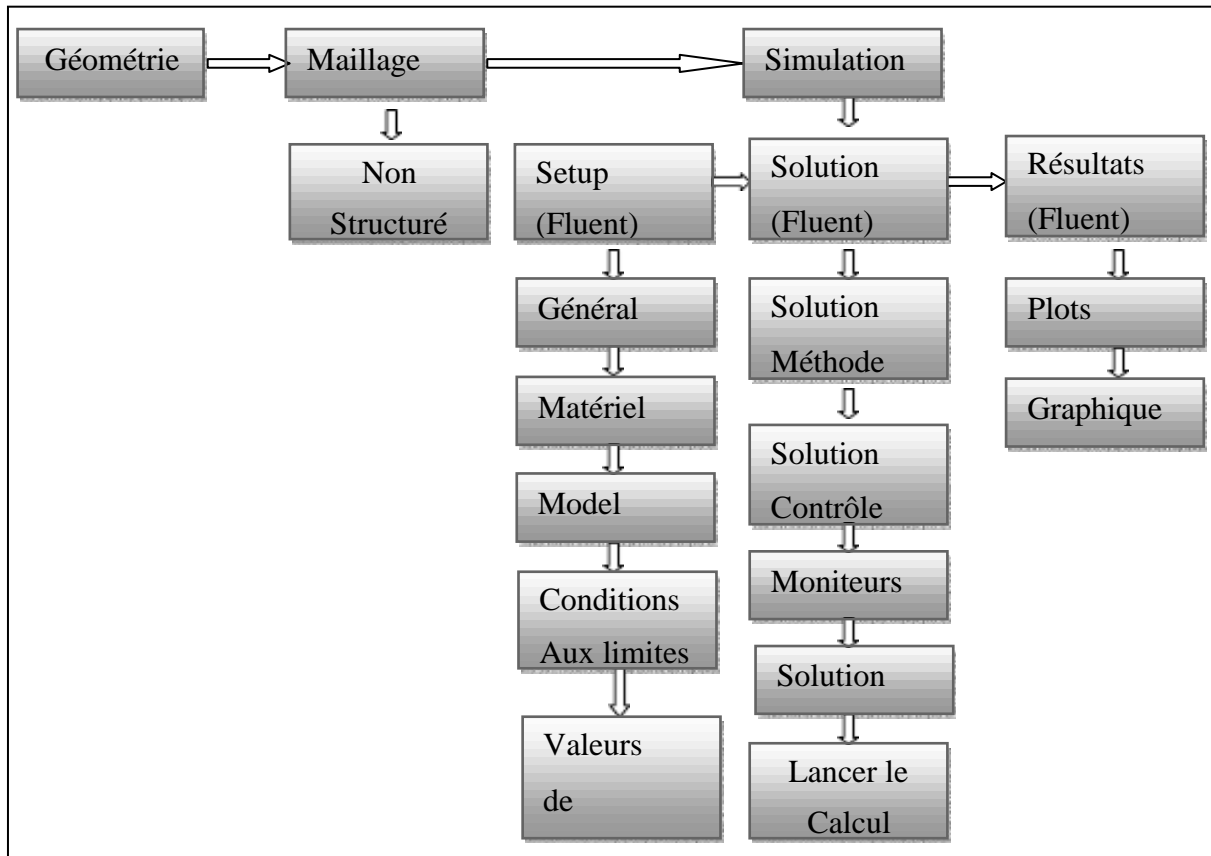
III.11.b Construction de la géométrie

Le but de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D.

Pour effectuer une simulation par Gambit-Fluent il faut suivre une logique de calcul.

Cette simulation faite à partir des processus avec une approche interactive, étape par étape.

Cette logique est résumée dans l'organigramme suivant :



Fig(III.3) : 'Processus CFD' pour la simulation numérique pour Gambit-Fluent.

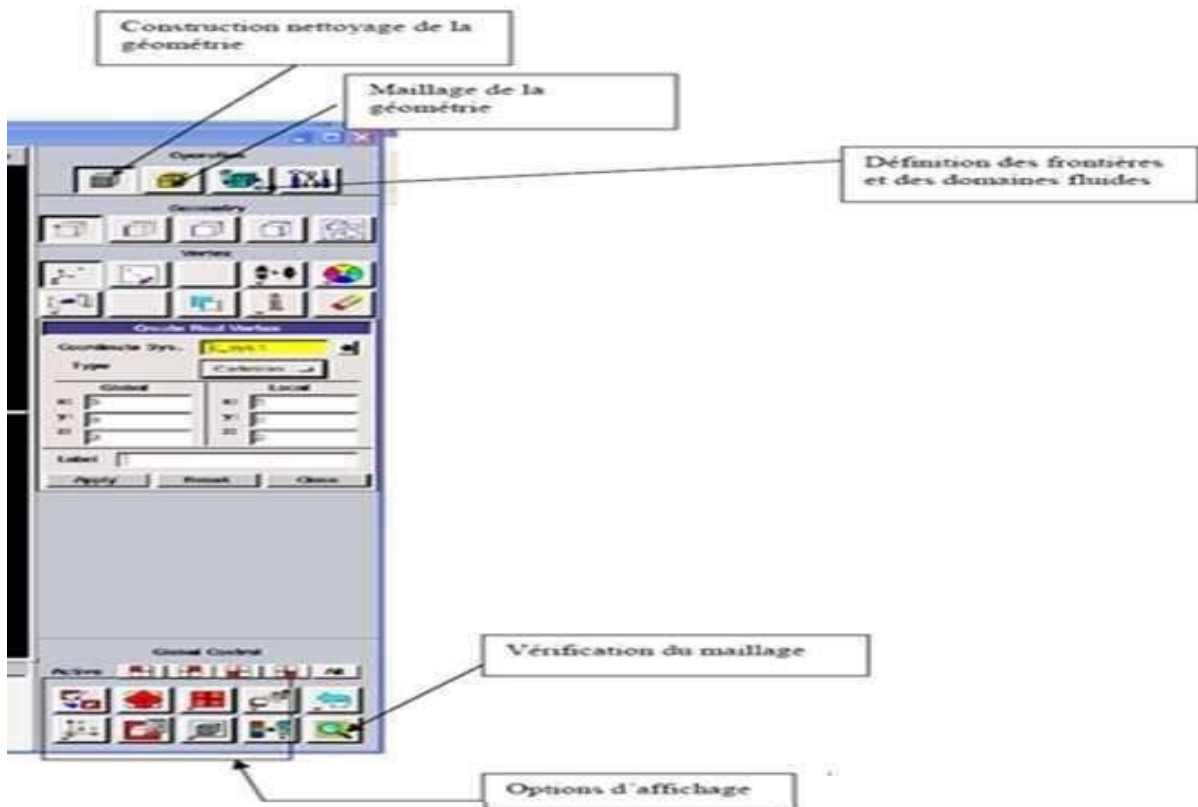


Fig (III.4) : les opérations pour construire une géométrie.

III.11.c Maillage

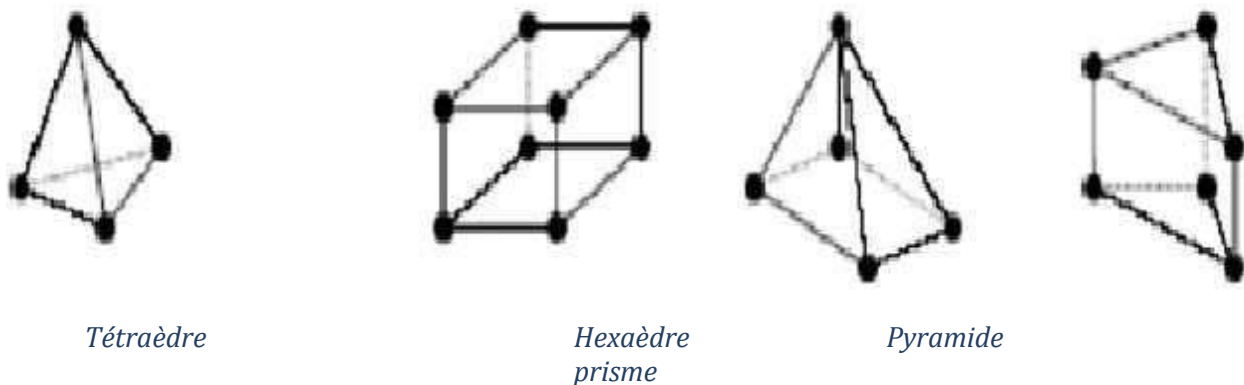
La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulières (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

III.11.c.1 Choix du type de maillage

Le nombre de cellules nécessaires pour résoudre un problème dépend de la précision attendue. Il est important que le maillage soit resserré dans toutes les zones où les variables présentent de forts gradients, en particulier au voisinage des parois. Afin de choisir un maillage optimal pour obtenir des résultats numériques acceptables. On fait varier le nombre de cellules et on observe l'évolution des résidus en fonction du nombre d'itérations.

III.11.c.2 Différents types de maillage

La méthode numérique des volumes finis est employée pour discrétiser le domaine physique et les différentes équations aux dérivées partielles tridimensionnelles des modèles mathématiques appliqués à l'écoulement considéré. Elle est basée sur l'intégration de ces équations sur des volumes finis obtenus par découpage du champ de l'écoulement suivant un maillage imposé par le logiciel Fluent. Selon la forme géométrique, il faut bien choisir une maille adaptable à la géométrie, les mailles utilisées par Fluent sont les suivantes : [28]



Fig(III.5) : Exemple des maillages utilisées en volumes finis par Fluent.

III.11.c.3 Maillage structuré (quadra/hexa)

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie à multi bloc, il

présente les avantages suivants :

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de maille par rapport à un maillage non structuré équivalent.
- Réduit les risques d'erreurs numériques car l'écoulement est aligné avec le maillage. Ses inconvénients :
- Difficile à le générer dans le cas d'une géométrie complexe
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes

III.11.c.4 Le maillage non structuré

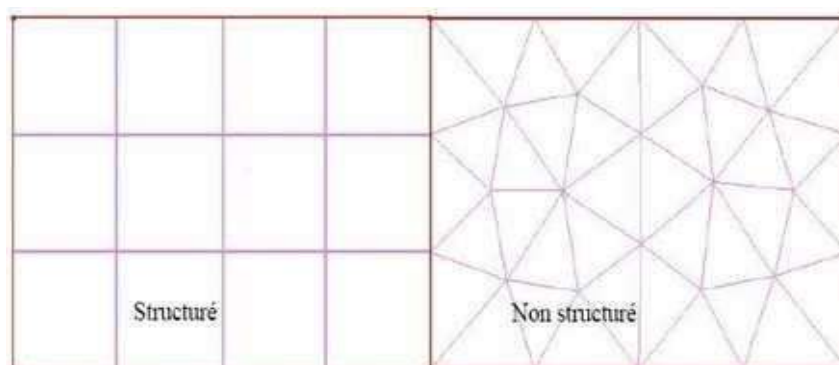
Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

➤ Ses avantages :

- Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments.
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés.

➤ Ses inconvénients :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré
- Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importantes si l'on compare avec le maillage structuré.



Fig(III.6):types des maillages.

III.11.c.5 Maillage hybride

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D.

➤ Ses avantages :

- Combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré

III.11.d Techniques générales de génération du maillage

Pratiquement, il n'existe pas de règle précise pour la création d'un maillage valable, cependant il existe différentes approches qui permettent d'obtenir une grille acceptable. Nous pouvons résumer ces règles ainsi :

- Maintenir une bonne Qualité des éléments.
- Assurer une bonne Résolution dans les régions à fort gradient.
- Assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage finet les parties à maillage grossier.
- Minimiser le nombre Total des éléments (temps de calcul raisonnable).

III.11.e Qualité d'un maillage

La génération d'une très bonne qualité de maillage est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis, robuste et signifiant.

- Une bonne qualité de maillage repose sur :
- Une bonne résolution dans les régions présentant un fort gradient (couches limites, ondes de choc...etc.).

Enfin, la qualité de maillage a un sérieux impact sur la convergence, la précision de la solution et surtout sur le temps de calcul.

III.11.f Lissage

Le changement dans la taille des éléments de maillage d'une zone maillée à un autre doit être graduel, la variation de la taille des éléments de deux zones adjacentes ne doit pas dépasser 20%.

III.12 Présentation de Fluent

Fluent est un programme informatique conçu pour la simulation des écoulements de fluide et du transfert de chaleur dans des géométries complexes.

Il présente une grande flexibilité des résultats et une adaptation avec n'importe quel type de maillage, et il permet le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions. Cela est très utile dans les régions à gradients importants.

Fluent écrit en langage 'C', il emploie toute la flexibilité et la puissance qu'offre ce langage. Il utilise l'architecture serveur client nécessaire au calcul parallèle sur plusieurs

Chapitre III : Simulation numérique de la ventilation naturelle

machines. Fluent dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation.

On peut aussi exporter les résultats vers un autre logiciel de graphisme, et l'option (User Define Fonction) UDF permet de résoudre des équations additionnelles ou des termes sources additionnels définis par l'utilisateur.

Ainsi, à titre non exhaustif, il a les capacités de modélisation suivantes :

- Ecoulements 2D ou 3D ;
- Régime permanents ou transitoires ;
- Ecoulement incompressibles ou compressibles, non visqueux, laminaires
Ou turbulents, Newtonien ou non ;
- Transfer de chaleur, par conduction, par convection ou radiatif ;
- Les écoulements avec changements de phases ;
- Ecoulements en milieu poreux.

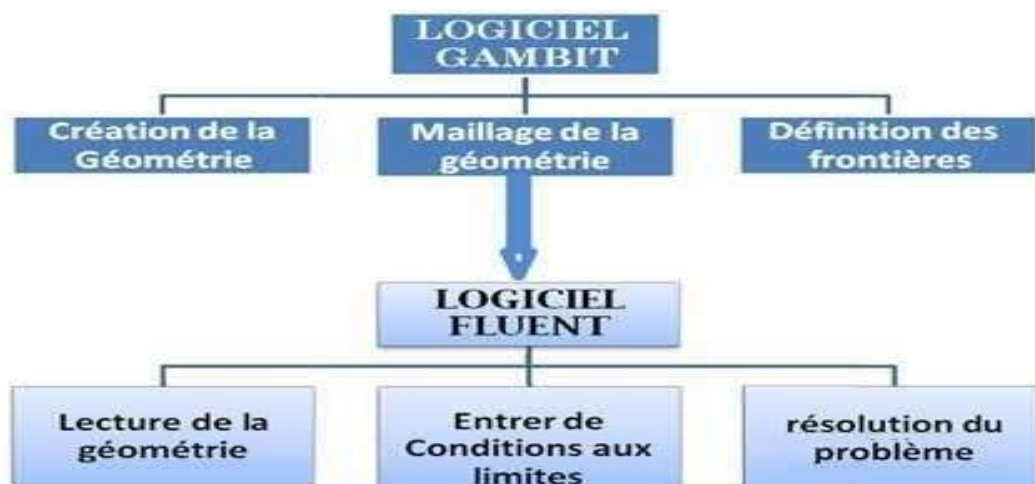


Fig (III.7): Schéma général qui représente la position du Fluent dans les étapes de calcul Numérique.

Fluent est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans ou autour des géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes d'émaillages non structurés qui peuvent être produits pour des géométries complexes, avec une facilité relative. Les types de mailles supportées sont des mailles, en 2D, triangulaires ou quadrilatérales, ou en 3D tétraédriques, hexaédriques, pyramidales, et les mailles (hybrides)

mixtes.

Fluent supporte le langage de programmation 'C', et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de la mémoire dynamique).

Fluent s'utilise à travers une interface graphique. L'utilisateur avancé peut adapter ou augmenter selon les besoins, l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu, afin d'automatiser certaines procédures.

III.12.a Interface du code Fluent

On peut démarrer 4 versions de Fluent 2D, 3D, 2DDP, 3DDP ayant la même interface.

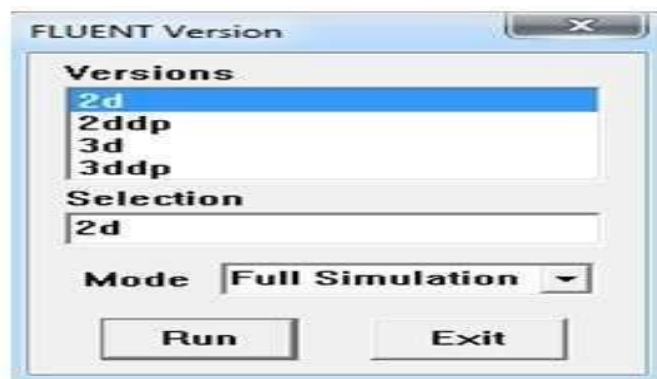


Fig (III.8) : Interface de code Fluent.

- 2D (2Dimensions)
- 2DDP (2 Dimensions Double Précision) (utiliser dans notre travail)
- 3D (3 Dimensions)
- 3DDP (3DimensionsDoublePrécision)

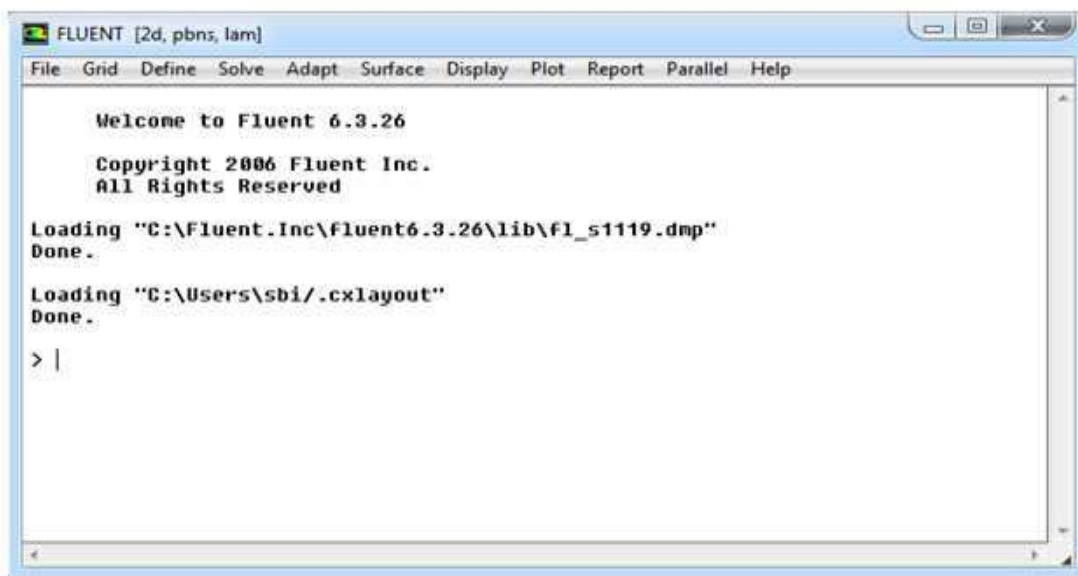


Fig (III.9) : Fenêtre de la résolution

- **File** : pour les opérations concernant les fichiers : lecture, sauvegarde, importation...etc.
- **Grid** : pour la vérification et la manipulation du maillage et de géométrie.
- **Define** : pour définir les phénomènes physiques, les matériaux et les conditions aux limites.
- **Solve** : pour choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisation, les facteurs de sous relaxation, les critères de convergence et pour initialiser et procéder au calcul.
- **Adapte** : pour l'adaptation du maillage selon plusieurs paramètres.
- **Surface** : pour créer des points, de lignes et des plans nécessaires à l'affichage des résultats.
- **Display et plot** : pour l'exploitation des résultats.
- **Report** : pour afficher des rapports contenant les détails du problème traité.
- **Parallèle** : pour le calcul parallèle.
- **Help** : pour l'exploitation du contenu du code

III.12.b Choix des paramètres de FLUENT

III.12.b.1 Simples précisions ou double précision

FLUENT offre deux modes de calcul : le mode (double précision) et le mode (simple précision). Dans le mode (double précision) : les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits, alors que le mode (simple précision) : utilise une représentation à 32 bits. L'outre, le mode (double précision) est préconisé, pour les écoulements impliquant des longueurs d'échelles très disparates, comme dans le cas d'un canal très long et mince.

III.12.c Choix de la formulation du solveur

Sous (FLUENT), on peut choisir entre plusieurs formulations du solveur :

La formulation « ségrégates », ou isolée « implicite » : Cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et quand c'est nécessaire celle de l'énergie, séquentiellement, C'est-à-dire isolées les unes des autres « implicite par défaut ». Le solveur isolé est classiquement employé pour les écoulements incompressibles à modérément compressibles.

III.12.b.2 La formulation (couple), ou couplée (implicite ou explicite) :

cette option permet aux équations gouvernantes d'être résolues simultanément, c'est-à-dire couplées les unes avec les autres. Cependant, les autres scalaires, tels que les quantités de la turbulence, sont traités isolément. Initialement, ce mode a été conçu pour les écoulements compressibles à grandes vitesses. Ceci lui donne un avantage pour le traitement des écoulements hautement couplés (forte interdépendance entre la densité, l'énergie et les moments) avec des forces de volumes. Il faut signaler que le solveur couplé implicite requiert presque le double de la mémoire qu'utiliserait le solveur isolé, alors que le solveur couplé explicite vient au milieu, en terme de besoins en ressources, mais converge plus lentement que la formulation implicite et n'est conseillé que pour les écoulements instationnaires.

III.12.c Schémas de discrétisation

Sous « FLUENT », les variables stockées au centre de la cellule doivent être interpolées aux faces du volume de contrôle. Il est possible de choisir entre différents schémas de discrétisation pour les termes convectifs des équations gouvernantes, alors que les termes visqueux sont automatiquement discrétisés au second ordre pour plus de précision. Il reste que la discrétisation au premier ordre procure une meilleure convergence, alors que le « Second Ordre Upwind Schème » est de rigueur pour les écoulements non alignés au maillage.

III.12.d Choix de schéma d'interpolation de la pression

Dans la plupart des cas, le schéma « standard » est acceptable pour des écoulements spécifiques.

On peut choisir par miles options suivantes :

- Le schéma « PRESTO » (Pressure staggering Option) est approprié pour les écoulements dans des domaines fortement courbés.
- Le schéma au « second ordre » est à utiliser pour l'écoulement compressible et pour améliorer la précision en écoulements incompressibles.
- Le schéma linéaire « linear » est disponible comme alternative dans le cas où les autres options ont des difficultés de convergence ou génèrent des comportements non physiques.

III.12.d.1 Le schéma "PRESTO"

Le schéma "PRESTO" (pressure staggering option): est approprié pour les écoulements hautement tourbillonnaires, à grande vitesse de rotation ou les écoulements dans des domaines fortement courbés. Il utilise le bilan de masse dans un volume de contrôle décalé pour la face où est calculée la pression décalée. Ce schéma est inspiré de l'idée de la grille décalée valable avec un maillage structuré proposé par Patankar (1980).

III.13 Condition aux limites

Le tableau suivant représente les types et les caractéristiques de différente zone

Tableau (III.1) : les paramètres de solveur (conditions aux limites).

<i>Zone</i>	<i>Types</i>	<i>Caractéristiques</i>
Fenêtre ouest	Velocity-inlet	$V=1$ (m/s)
Porte (nord)	Outflow	-
Fenêtre sud	Outflow	-
Mur ouest	Wall	$\phi = 53.82 \text{ W/m}^2$
Mur est	Wall	$T=297.16 \text{ K}$
Mur nord	Wall	$\phi = 66.68 \text{ W/m}^2$
Mur sud	Wall	$\phi = 71.39 \text{ W/m}^2$

Paramètres de sous relaxation

Le tableau suivant représente les valeurs des différentes variables de sous relaxation :

Tableau (III.2) : les valeurs des différentes variables de sous relaxation.

<i>Variables</i>	<i>Valeurs</i>
Pression	0.3
Quantité de mouvement	0.7
Force de volume	1
Densité	1
Energie cinétique turbulent	0.8
Dissipation turbulent	0.8
Viscosité turbulente	1
Energie	1

Algorithme de résolution

Le tableau (III.3) présente les différents modèles utilisés sous Fluent.

Tableau (III.3) : les différents modèles utilisés sous solveur Fluent.

<i>Variables</i>	<i>Least squares cell based</i>
Accouplement pression–vitesse	Simple
Pression	standard
Quantité de mouvement	First ordre upwind
Energie cinétique turbulent	First ordre upwind
Dissipation turbulent	First ordre upwind
Energie	First ordre upwind

III.14 Procédure de résolution

Après avoir vérifié le maillage de la géométrie en Gambit, on lance la lecture du fichier contenant l'extension .msh. La création du fichier de donné (extension.cas) est nécessaire en Fluent pour la vérification et la manipulation du maillage et de la géométrie ; puis on passe au type de solveur. Notre cas est tridimensionnel et l'écoulement est stationnaire. Les autres étapes définissent les choix du fluide, matériaux et les conditions aux limites.

La dernière étape, c'est choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisation, les facteurs de sous relaxation, les critères de convergence ainsi que l'initialisation du calcul qui dépend des conditions aux limites. [20]

III.15 Contrôle de convergence

Pour s'assurer de la convergence des solutions, on présente la courbe des résidus (Figure III.10) des différents paramètres de l'écoulement dans le local. Le logiciel fluent déclare la convergence dès que les itérations de tous les résidus calculés atteignent la valeur du critère de convergences introduites pour chaque paramètre. Le tableau suivant contient le résidu compté pour chaque équation.

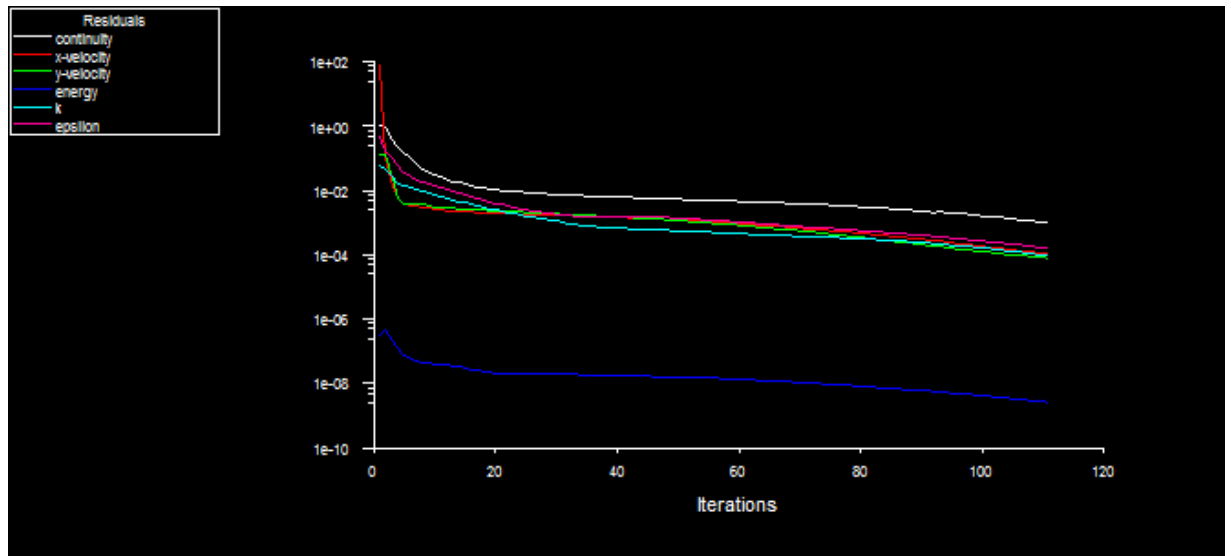


Fig (III.10) : la courbe des résidus (Pour le cas N°4).

Le tableau suivant résume les différentes valeurs des grandeurs représentées dans la figure.

Tableau (III.4) : Les résidus pour les différentes équations

équation	Quantité du mouvement Selon x	Quantité du mouvement Selon y	Equation de continuité	Equation de L'énergie	k	Epsilon ε
Résiduel	10^{-4}	10^{-4}	10^{-4}	10^{-4}	10^{-4}	10^{-4}

Conclusion

A travers ce chapitre, on perçoit mieux les difficultés que l'on peut rencontrer lors de la modélisation numérique d'un problème en mécanique des fluides même très simple.

En effet, les étapes de la modélisation numérique : la création de la génération du maillage, l'implémentation du problème sous « Fluent », le contrôle de la convergence et même le traitement des données de la simulation sont fortement interdépendants.

Par ailleurs, l'analyse des différents paramètres à régler qu'offre le logiciel « FLUENT » nous a permis d'adopter une méthode de résolution optimale.

La simulation de tout problème formulé via des équations aux dérivés partielles est de plus en plus répondue au niveau industriel.

IV Introduction :

Dans ce chapitre on a présenté les différentes géométries du local que nous allons

simulés au quatrième chapitre, tous les dimensions du locale sont en mètre, la longueur de local en tous les cas est 13.16 mètres et la hauteur est 2.9 mètres. Une largeur de 5 mètres et une superficie de 65.8 m².

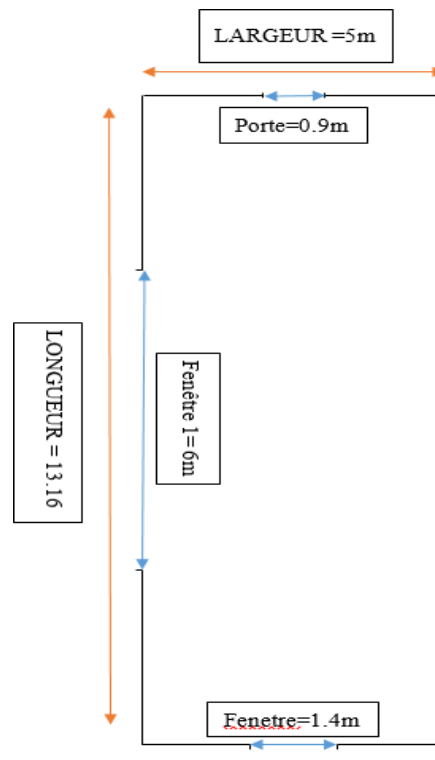
IV.1 But de l'étude :

Le but de la présente mémoire d'une façon générale c'est l'étude de l'influence de la Ventilation dans un local, car la température de l'air et le débit de chaleur jouant un rôle très important dans la circulation de l'air dans les locaux.

L'étude est basée sur la variation du flux de chaleur et l'adaptation de la géométrie du local pour la réalisation de la ventilation naturelle.

Il faut noter ici que pour des difficultés de simulation en 3D dans les logiciels de CFD on a préféré de négliger la profondeur (troisième dimension) et réaliser seulement une étude et simulation en 2DDP, car cette dernière donne des résultats très proche à celle effectuée en 3D et satisfaisante pour comprendre la circulation naturelle de l'air dans le local.

IV .2 Cas de notre étude :



IV .2.1 séjour fermée :

Dans ce cas on a imposé :

Densité de Flux ; Mur ouest $\phi=53.82 \text{ W/m}^2$

Mur sud

$\phi=71.39 \text{ W/m}^2$

Mur nord

$\phi=66.68 \text{ W/m}^2$

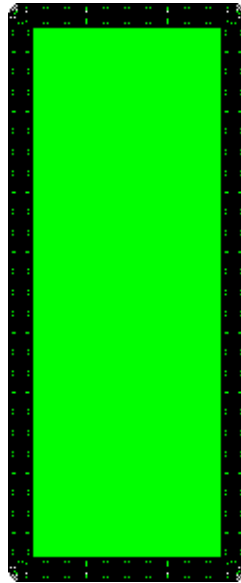


Fig (IV.1): la géométrie du local étudié et simulé

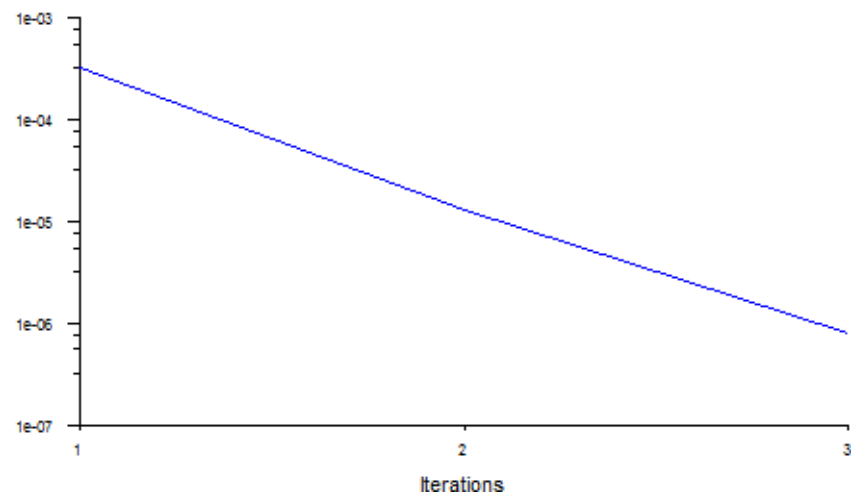
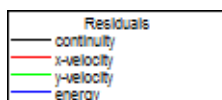


Fig (IV.2) : courbe de résidus

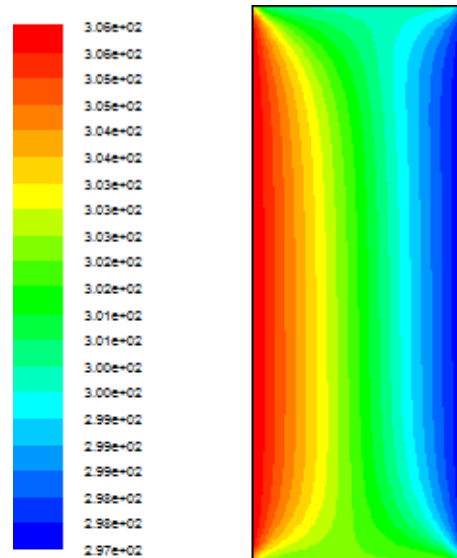


Fig (IV.3): Contours des températures.

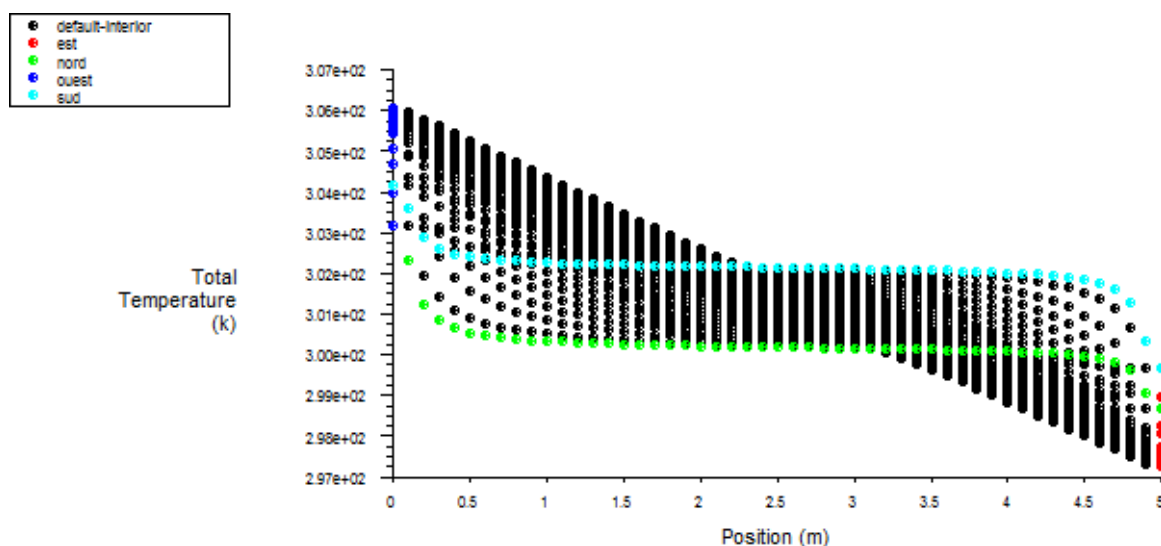


Fig. (IV.4) : diagramme des températures

IV.2.1.a Discussion des résultats

La température dans le local est presque uniforme verticalement à cause de l'infiltration de flux pour chaque mur ; sur le côté du mur ouest en remarque que la température et max a cause de flux qui est égale à $\phi = 2054 \text{ w}$ par rapport au mur nord qui est égale à $\phi = 967 \text{ w}$ et le mur sud qui est égale à $\phi = 1035.18 \text{ w}$, la température varie du mur ouest au mur est. L'augmentation est estimée d'une moyenne de $(10 \text{ }^\circ\text{C/m})$.

IV .2.2 séjour avec fenêtre ouest (Ouverture mono façade)

Dans ce cas on a imposé des conditions aux limites :

La vitesse de l'air dans le régime laminaire $V= 1 \text{ m/s}$ La vitesse de l'air dans le régime turbulent $V= 2.1 \text{ m/s}$ Flux ;

Mur ouest $\phi=45.9 \text{ W/m}^2$

Mur sud $\phi=71.39 \text{ W/m}^2$

Mur nord $\phi=66.68 \text{ W/m}^2$

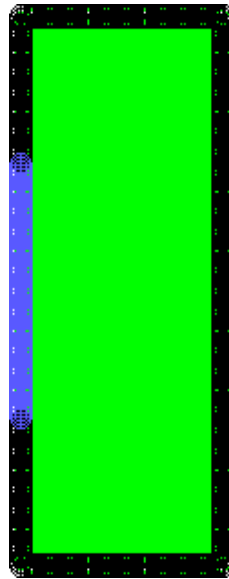


Fig (IV.5) : la géométrie du local à simuler

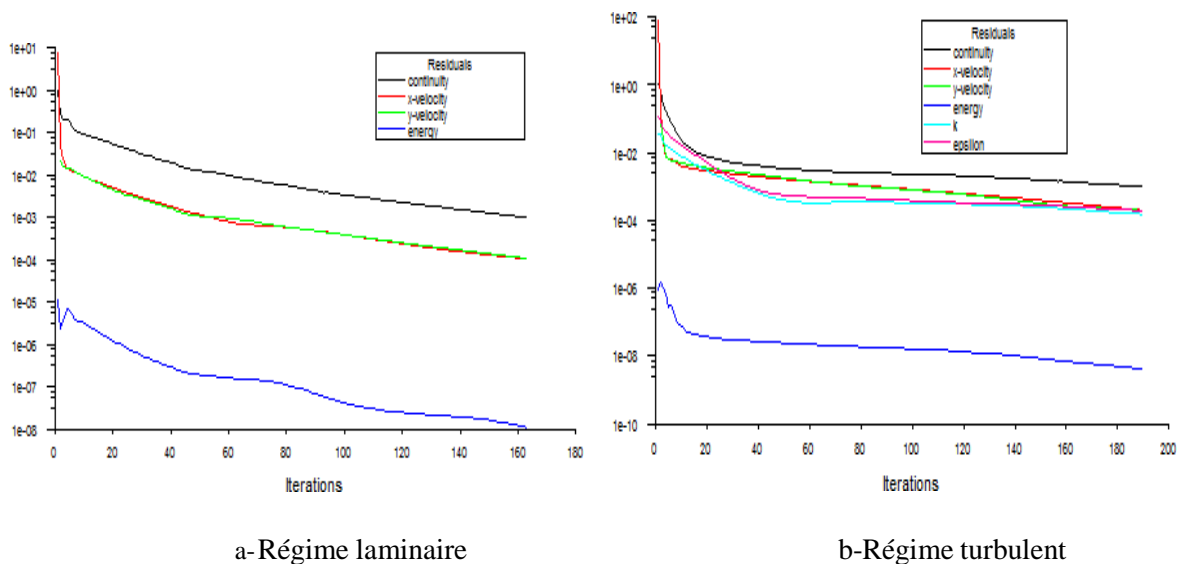
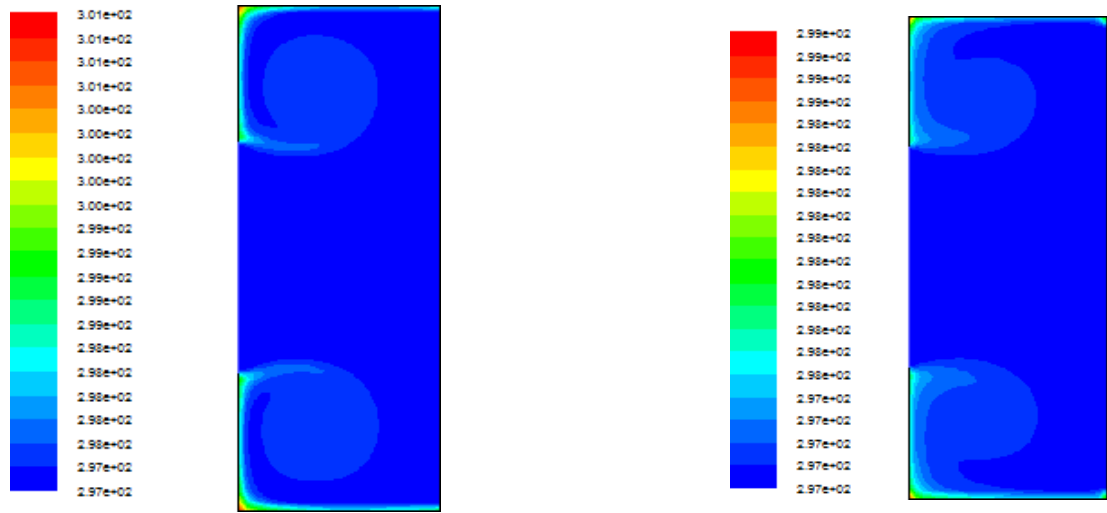


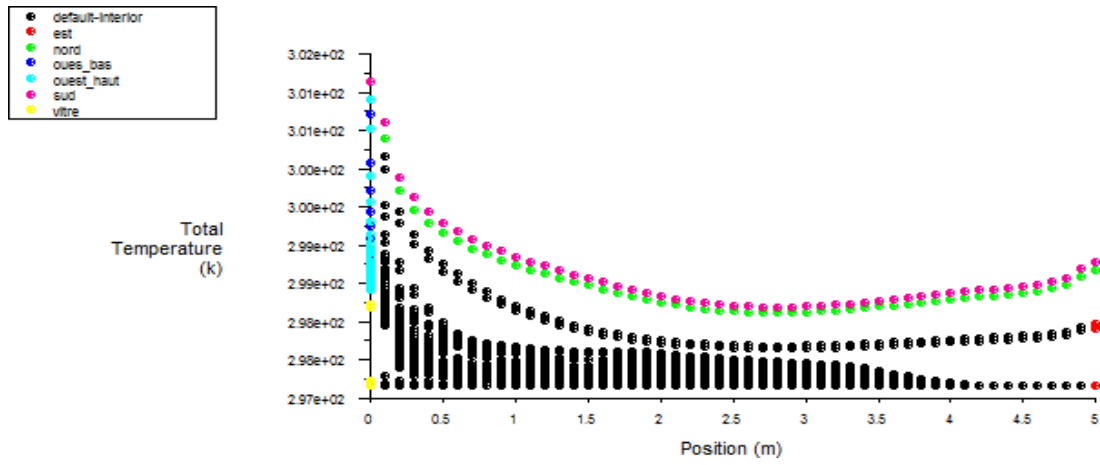
Fig (IV.6): les courbes des residus



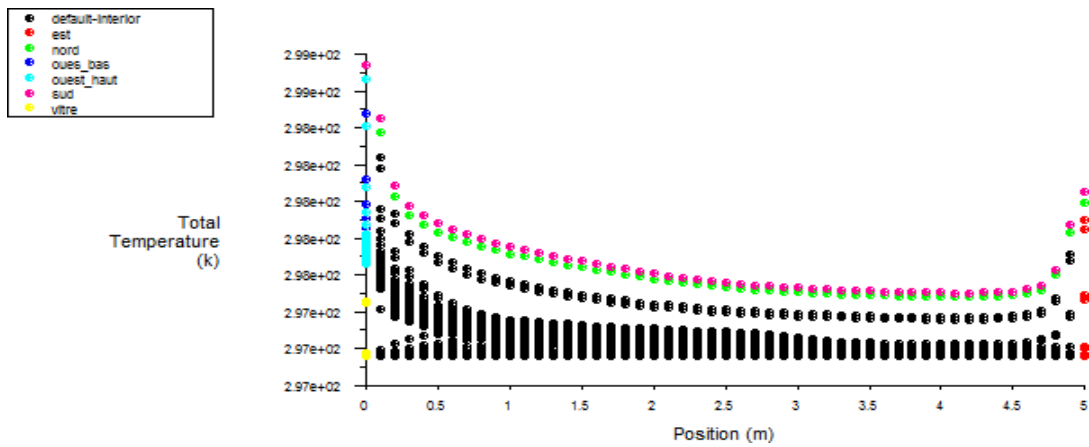
a- Régime laminaire

b-Régime turbulent

Fig (IV.7) : contour de la température



a- Régime laminaire



b- Régime turbulent

Fig (IV.8) : Diagramme de température

IV.2.2.a Discussions des résultats : la température

On remarque que la distribution de la température du local est homogène au centre est élevée dans les coins parce que la ventilation ne couvre pas toutes les zones du séjour ;

Dans le régime turbulent la température est plus basse que celle de régime laminaire et ça s'est due à la vitesse d'infiltration du vent plus la vitesse est grande plus la température va baisser.

Nous observons que la zone de confort est devenue très grande que le cas précédent et la chaleur placée sur la surface intérieure du séjour donc la solution est efficace mais n'est pas optimal.

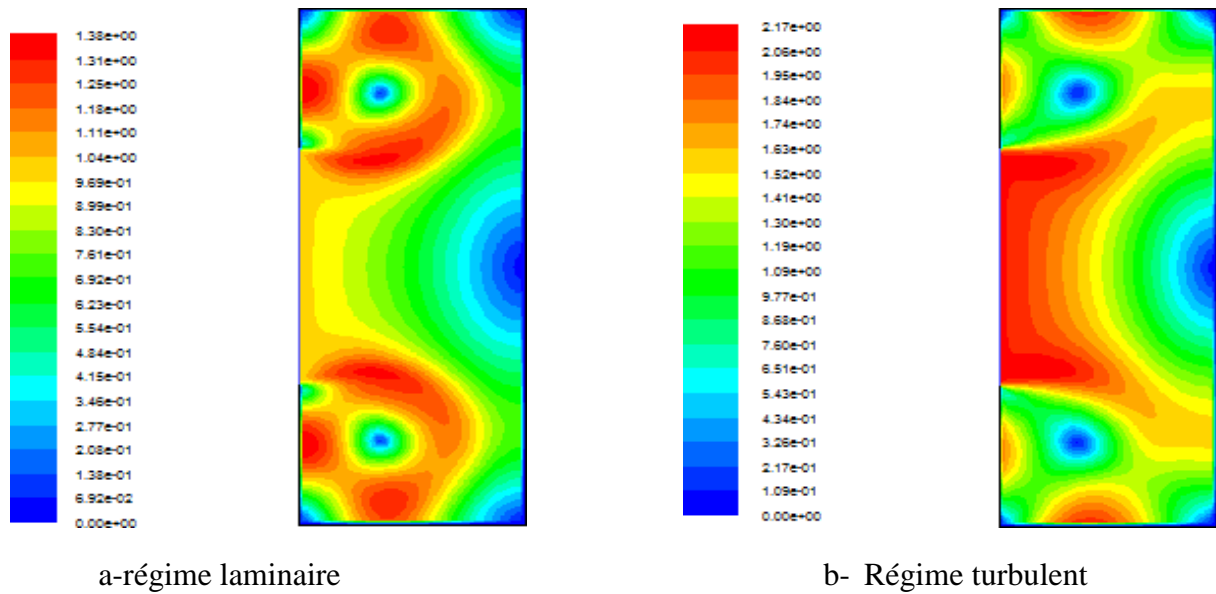


Fig (IV.9) : Contour de vitesse

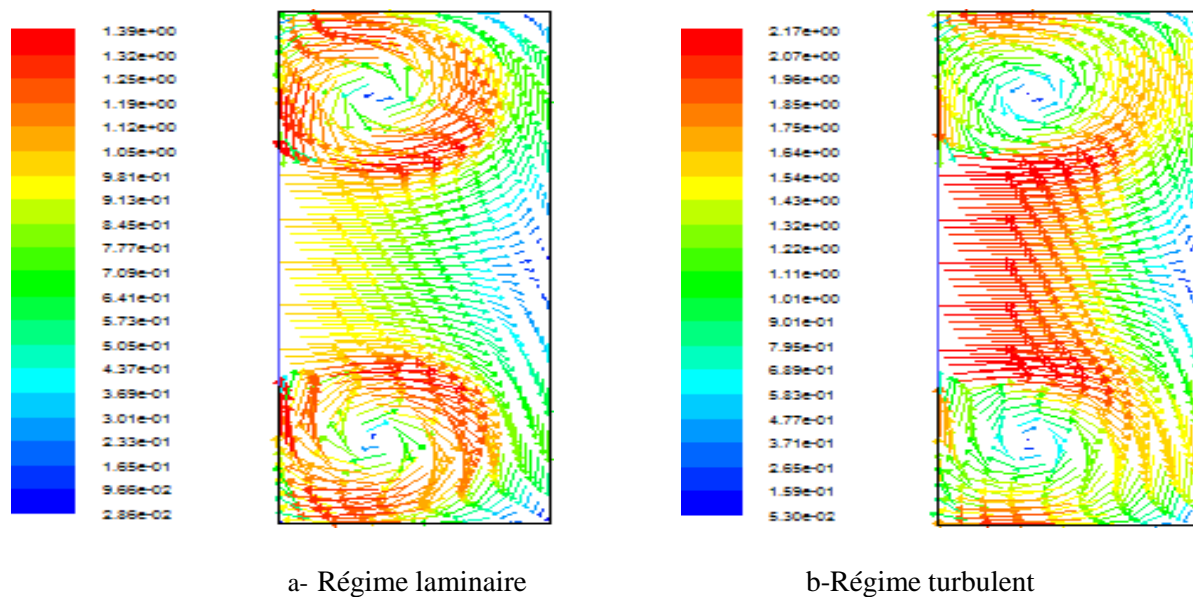
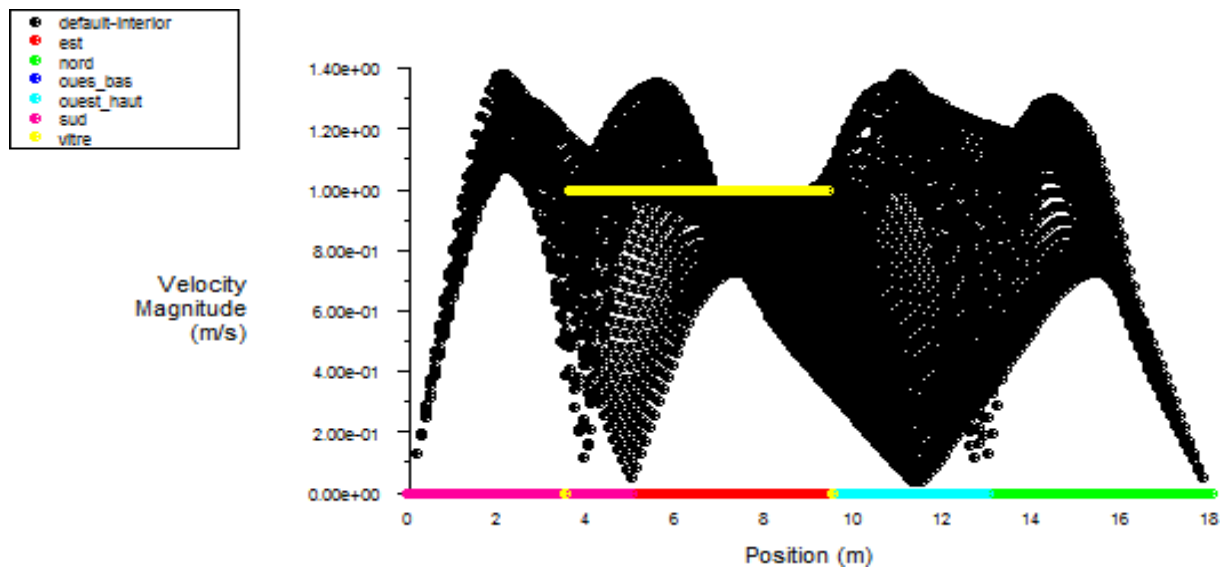
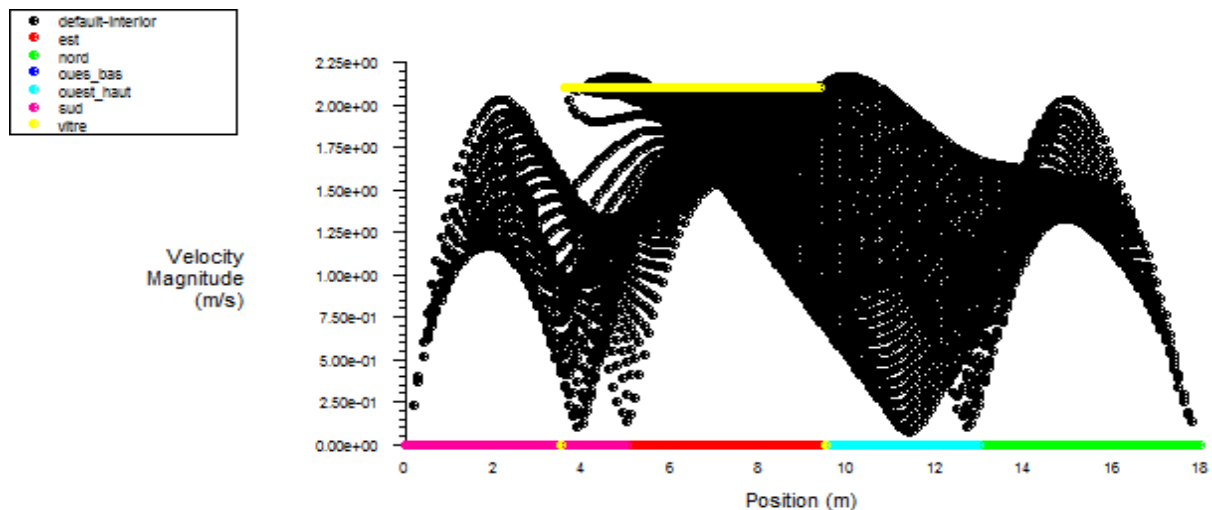


Fig (IV.10) : Vecteurs vitesses



a- Régime laminaire



b- Régime turbulent

Fig (IV.11) : Diagrammes des vitesses

IV.2.2.b Discussions des résultats des vitesses

On peut observer la vitesse à l'entrée de la fenêtre est constante alors que dans le séjour la vitesse est en changement considérable et elle varie selon la position ; l'écoulement de l'air se sépare au milieu en formant deux tourbillons symétrique ce qui va assurer une meilleure ventilation du locale ça afin de ressentir le confort voulu. Ceci correspond bel et bien au comportement attendu.

D'après la figure (IV.11) on peut observer la différence de cette vitesse dans le régime laminaire on remarque que la vitesse du vent est au max dans les deux tourbillons crée alors que dans le régime turbulent la vitesse est au maximum à l'entrée de la fenêtre.

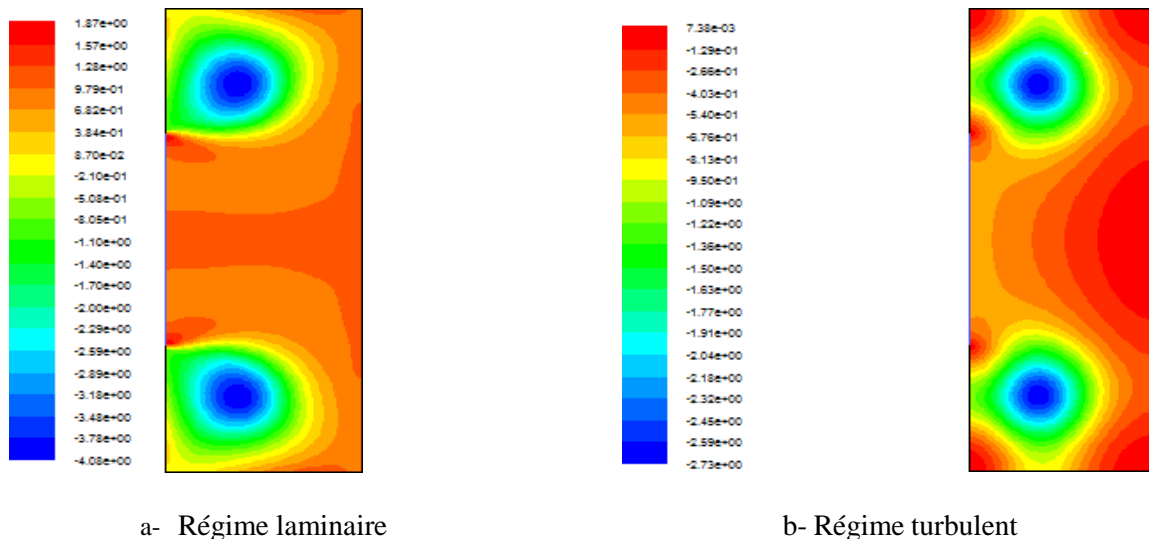


Fig (IV.12) : Contour de la pression

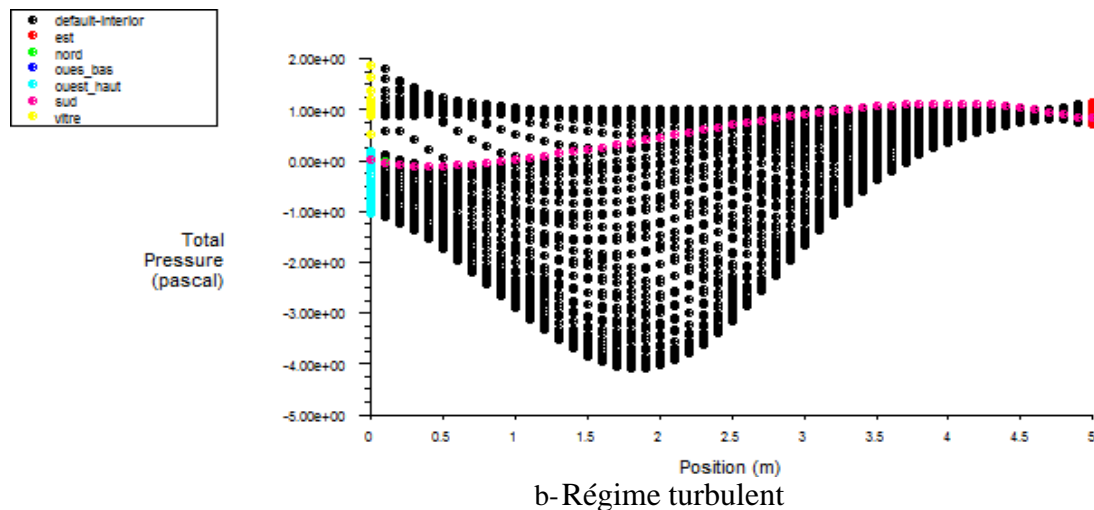
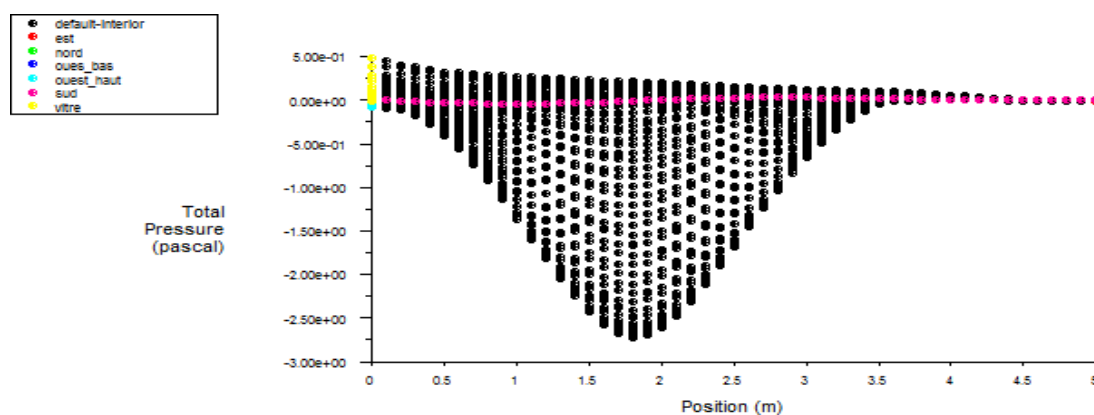


Fig (IV.13) : Diagramme des pressions

IV.2.2.c Discussions des résultats de la pression

L'influence de la fenêtre est efficace est suffisant pour notre but et donne les meilleures performances que celle de local fermée.

Nous avons besoin de modification sur le local et nous pensants qu'avoir plus d'ouvertures est la solution parfaite pour dégager une bonne quantité de chaleur.

IV .2 .3 séjour ouvert par l'ouest (baie vitrée) et par le nord (porte) : Dans ce cas on a imposés conditions aux limites :

La vitesse de l'air dans le régime laminaire $V=$

1 m/s La vitesse de l'air dans le régime

turbulent $V= 2.1$ m/s

Densité de Flux ; Mur ouest $\phi=45.9$ W/m²

Mur sud $\phi=71.39$ W/m²

Mur nord $\phi=73.95$ W/m²

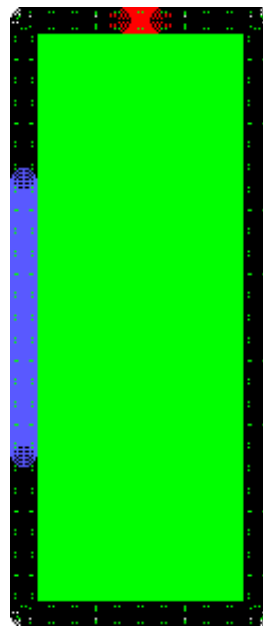


Fig (IV.14) : Géométrie du local à simulé avec deux ouvertures côté ouest et nord

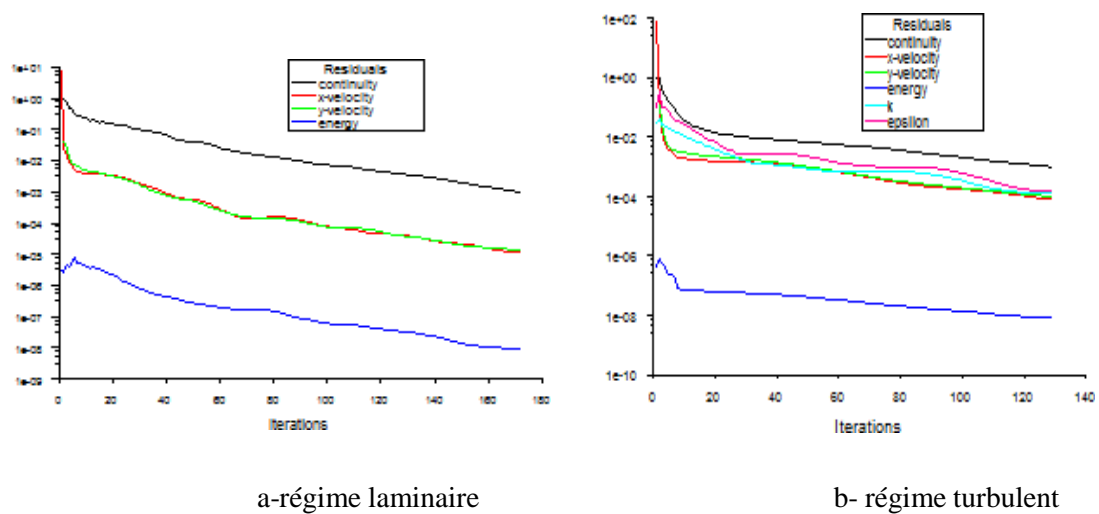
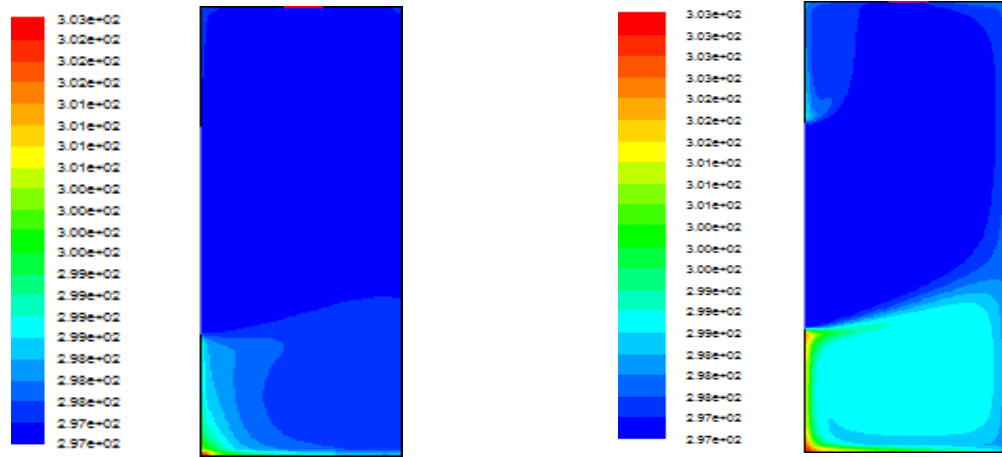


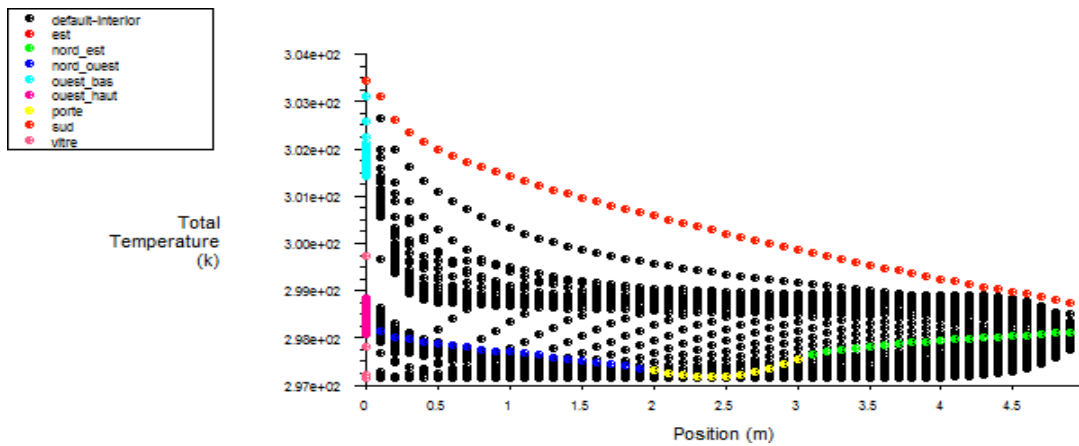
Fig (IV.15) : les Courbes des résidus



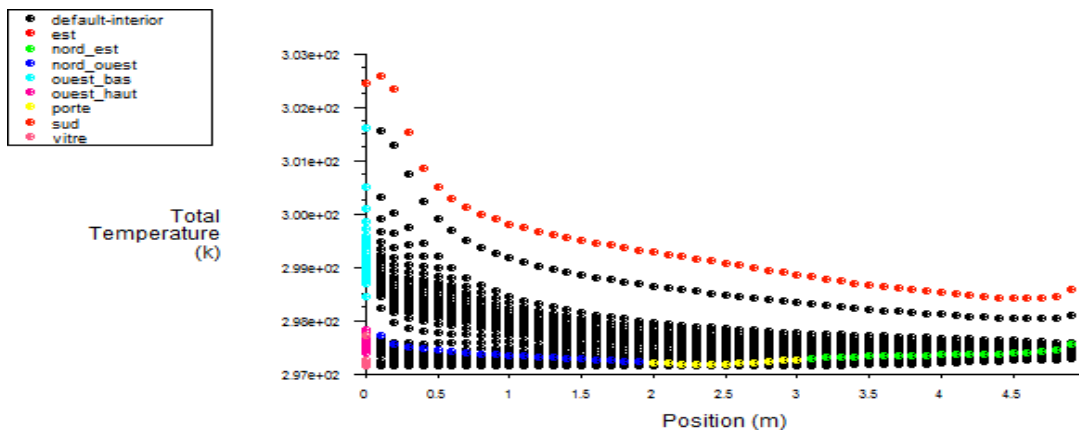
a-régime laminaire

b- régime turbulent

Fig (IV.16) : Contour de température



a-régime laminaire



b-régime turbulent

Fig (IV.17) : Diagramme de température

IV.2.3.a Discussion des résultats de température :

On remarque dans ce cas que l'effet de tirage thermique a une influence considérable sur la température de séjour, le vent infiltrer par la fenêtre sort dans la direction du nord ce

qui donne un meilleur confort sur ce côté.

Dans le régime laminaire la zone de confort est plus importante que celle ressentie dans le casturbulent vu que la vitesse d'infiltration est plus grande.

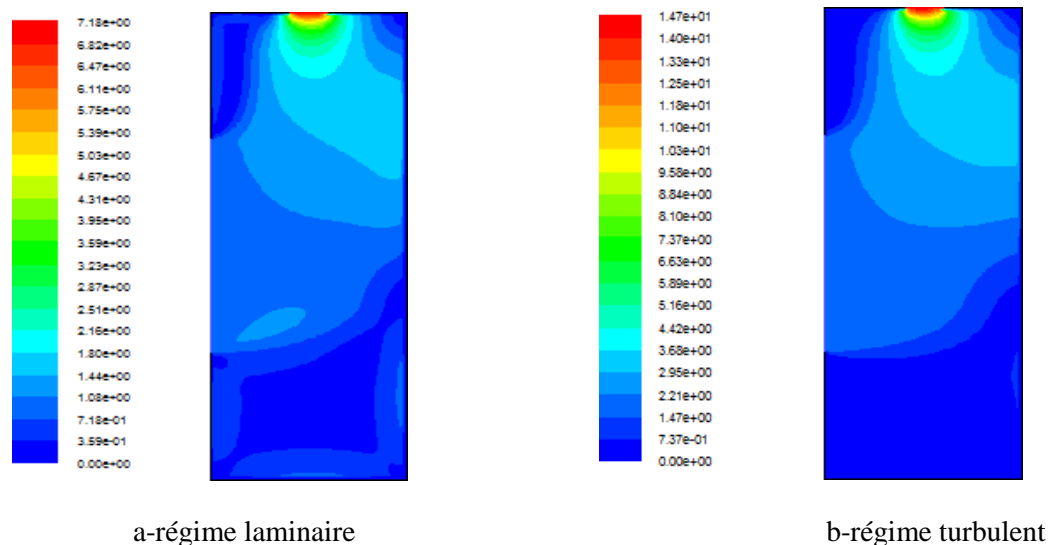


Fig (IV.18) : Contour de vitesse

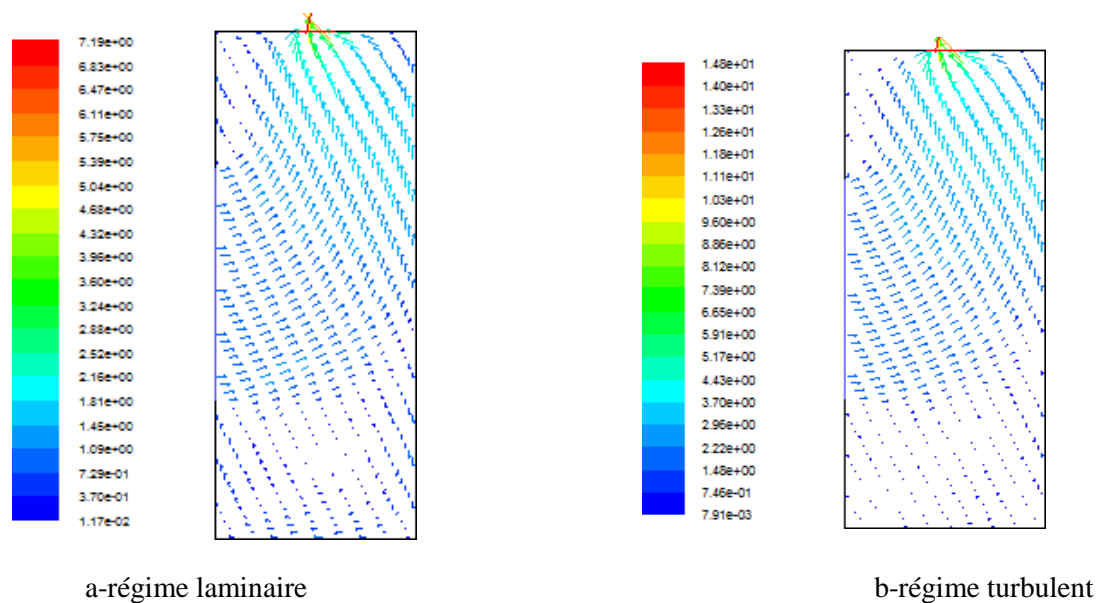
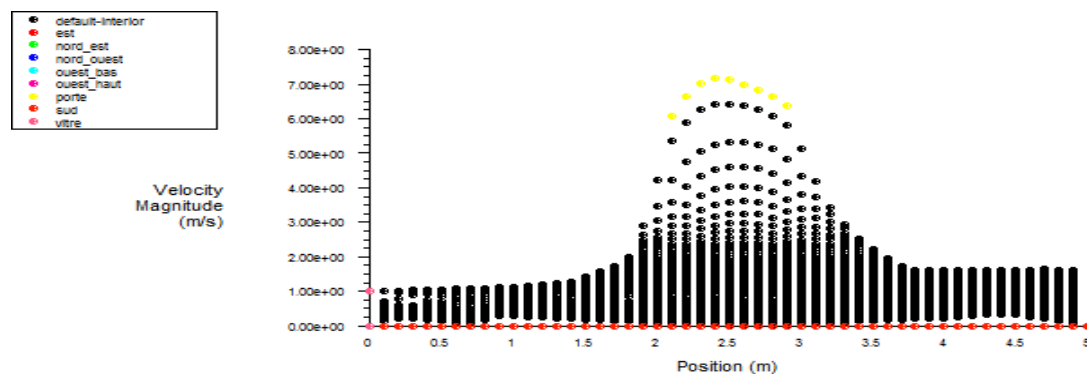
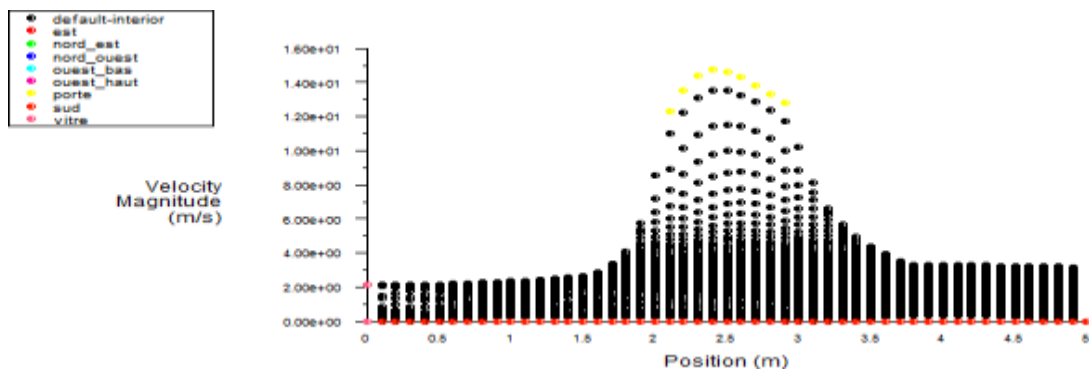


Fig (IV.19) : Vecteur vitesse



a-régime laminaire



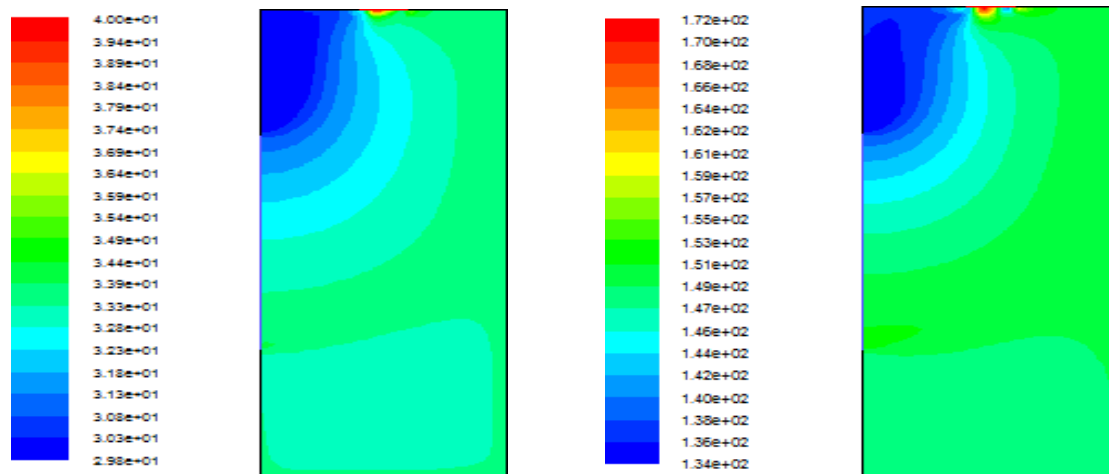
b-régime turbulent

Fig (IV.20) : Diagrammes des vitesses

IV .2.3.b Discussion des résultats des vitesses

Dans ces figures on constate que le mouvement de circulation de l'air est suivant la direction du nord dans les deux cas.

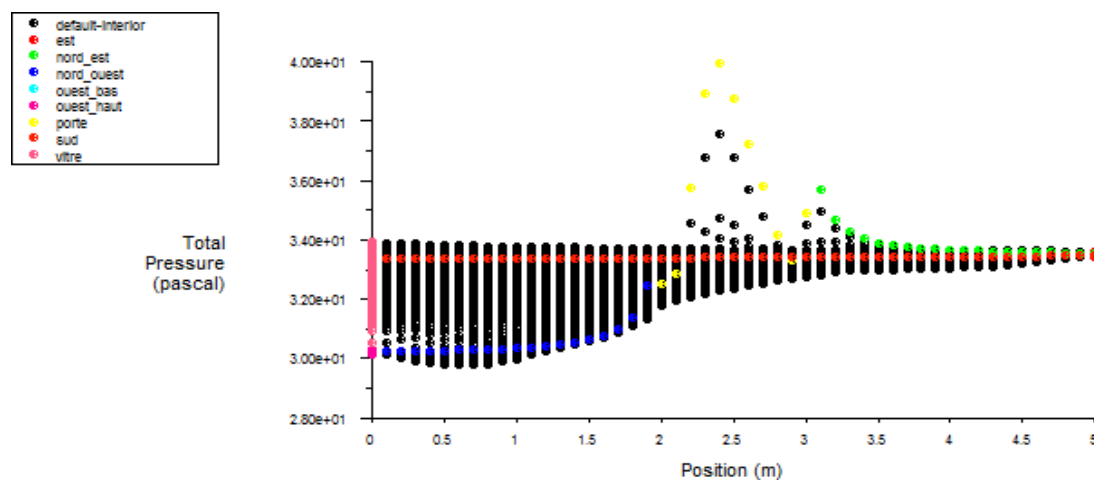
Dans le régime laminaire la vitesse de l'air est faible ce qui donne une meilleure propagation de ce dernier ; alors que le cas turbulent la propagation est faible et c'est du a la grande vitesse d'infiltration.



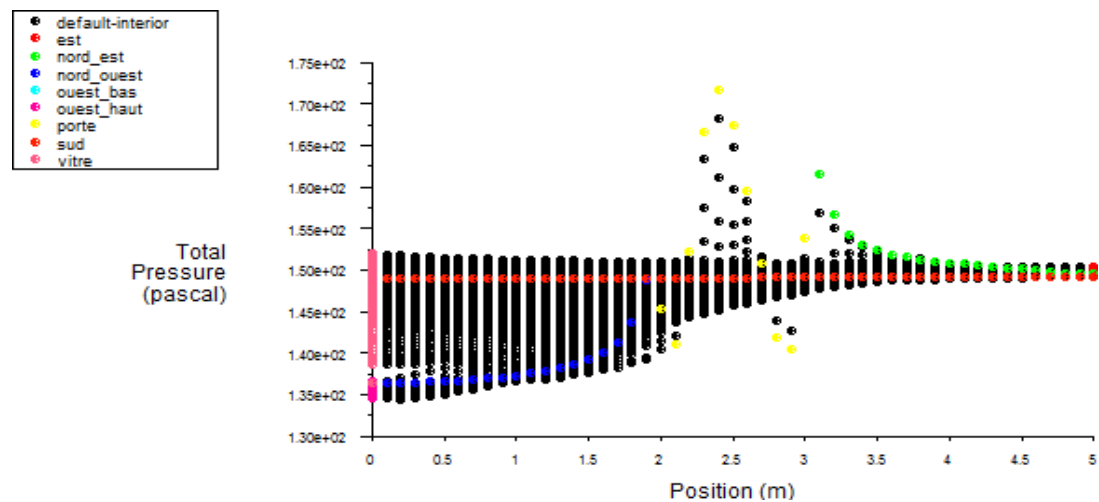
a-régime laminaire

b-régime turbulent

Fig (IV.21) : profils des vitesses



a-régime laminaire



b-régime turbulent

Fig (IV.22) : Diagramme des pressions

4.3.c) Discussion des résultats

On voit que la pression et au maximum à la sortie de la porte ou elle atteint ($p=175$ Pascal) ; Dans ce cas l'effet de tirage thermique crée une zone de dépression dans le coin nord-ouest.

Ici la figure montre que la pression n'est pas uniforme et surtout dans la zone nord-ouest où il y a création d'une zone de dépression. L'ouverture nord montre son importance dans la climatisation naturelle. Néanmoins, cette modification n'est pas suffisante pour des températures très élevées donc on a besoin d'autres modifications pour améliorer la zone de confort et plus précisément pour la circulation, la ventilation et le renouvellement de l'air.

IV.2 .4 séjour ouvert par l'ouest (bais vitrée) et par le nord (porte), par le sud (fenêtre) : Nous avons imposé des conditions aux limites :

La vitesse de l'air dans le régime laminaire $V= 1 \text{ m/s}$ La vitesse de l'air dans le régime turbulent $V= 2.1 \text{ m/s}$

Densité de Flux ; Mur ouest $\phi=45.9 \text{ W/m}^2$

Mur sud $\phi=68.51 \text{ W/m}^2$

Mur nord $\phi=73.95 \text{ W/m}^2$

La modification proposée se base sur la provocation du mouvement de l'air (circulation d'air) par le principe de l'effet de tirage thermique. On réalise une ouverture sur le mur nord et une autre dans le mur sud pour laisser l'air chaud cumulée (Pression et température un peu élevés) à s'évacuée vers l'extérieur et plus la pression est grande plus la vitesse de sortie de l'air augmente.

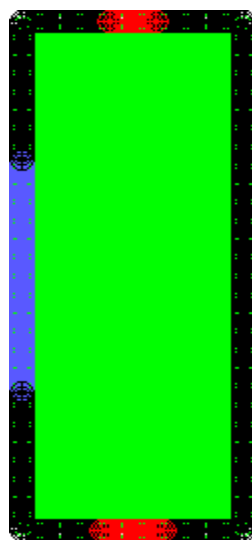


Fig (IV.23) : la géométrie simulée

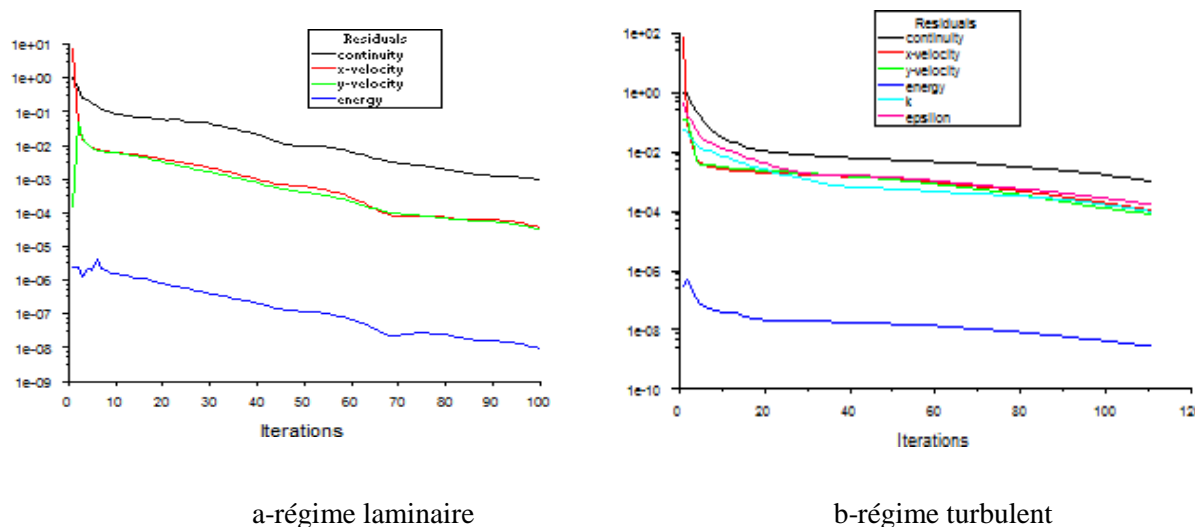


Fig (IV.24) : les courbes des résidus

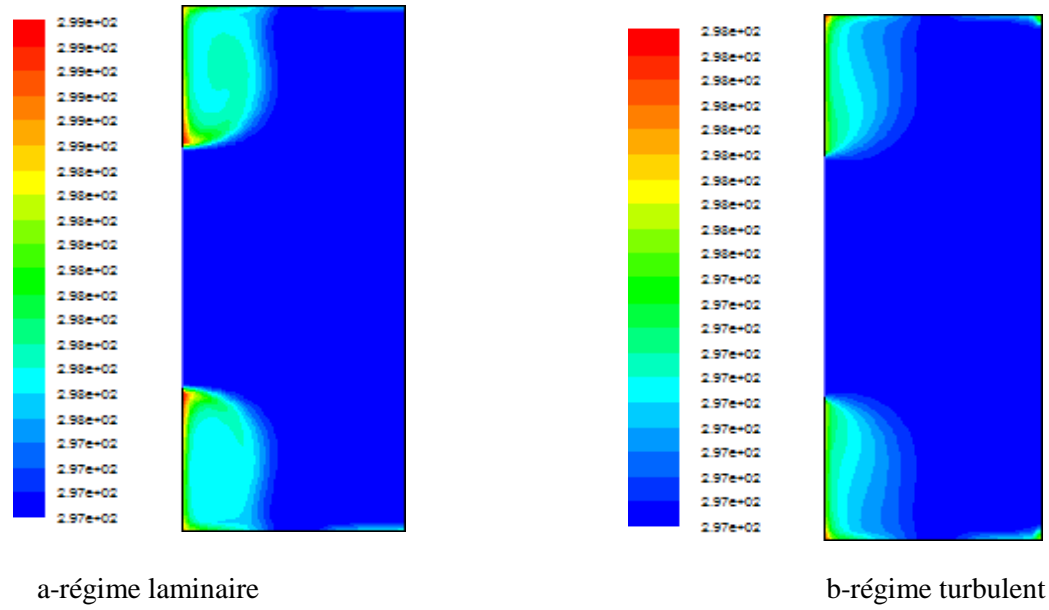


Fig (IV.25) : profils des températures

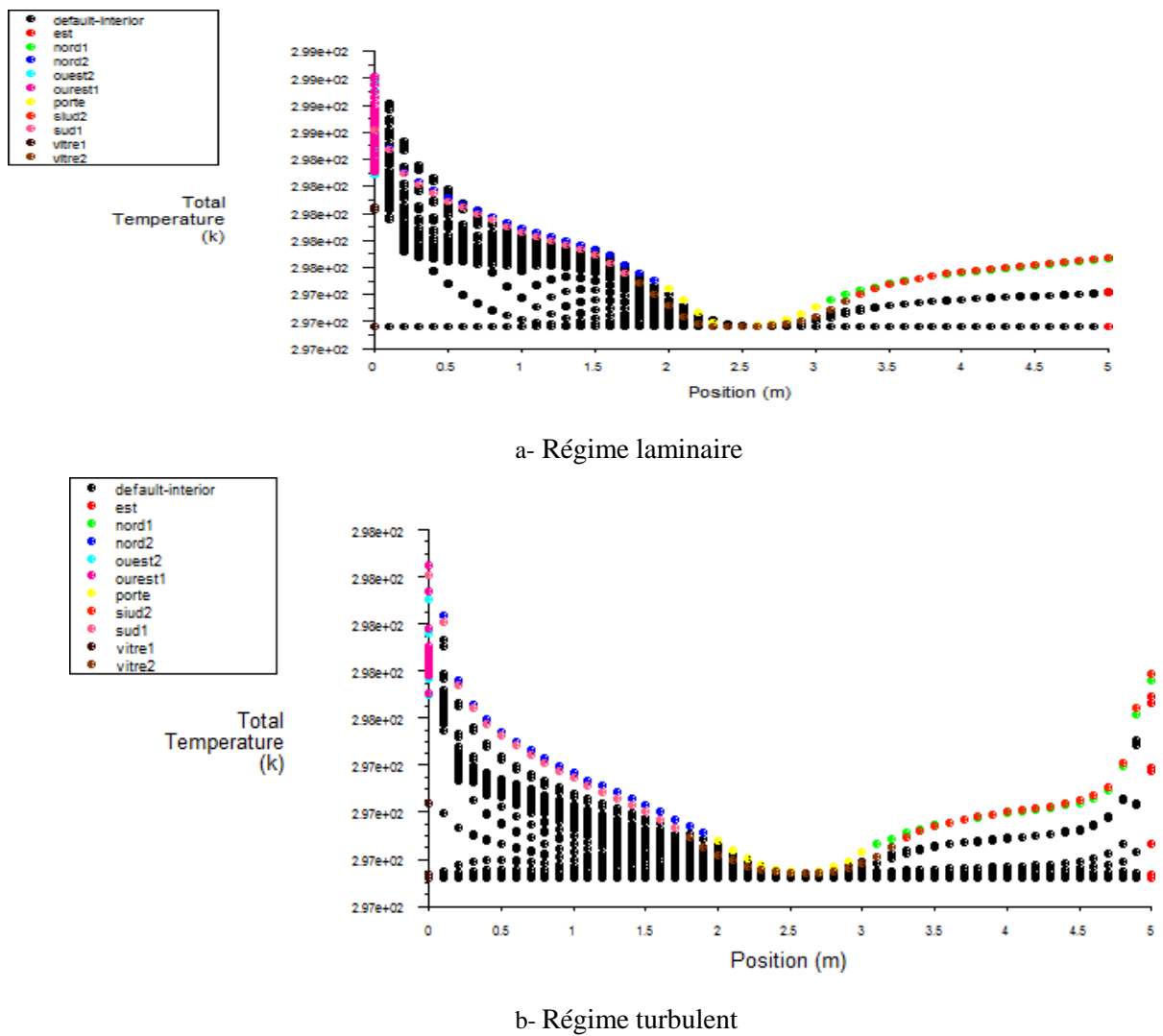


Fig (IV.26) : Diagramme de température

IV.2.4.a Discussions des résultats des températures

On constate que dans ce cas la température a diminué par rapport aux autres cas est ça s'est due à lameilleure circulation de l'air dans le séjour ;

La densité et petite donc les molécules de fluide s'écartent donc température augmente on serapprochant de la paroi ouest ; plus la vitesse de vent grandi plus la zone de confort est large.

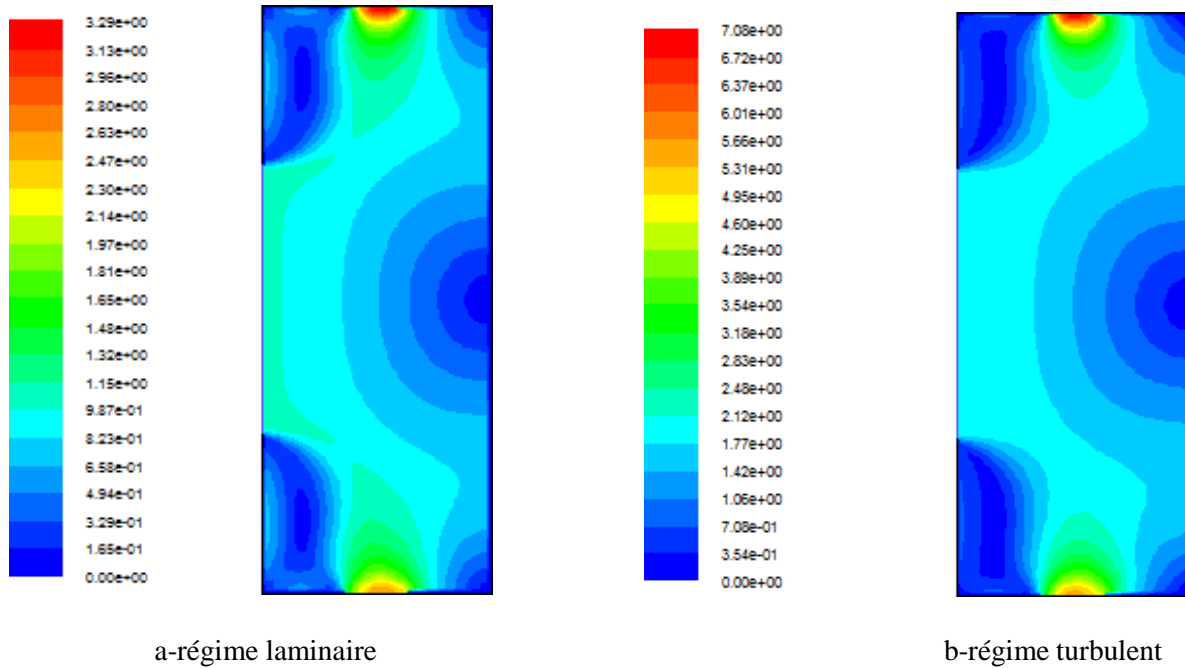


Fig (IV.27) : profils des températures

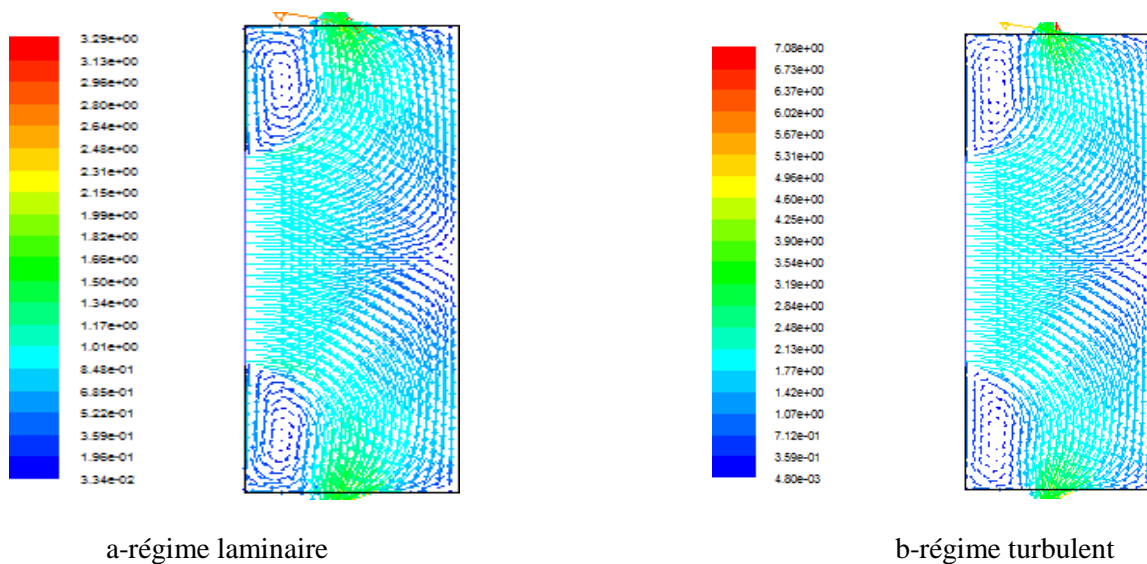
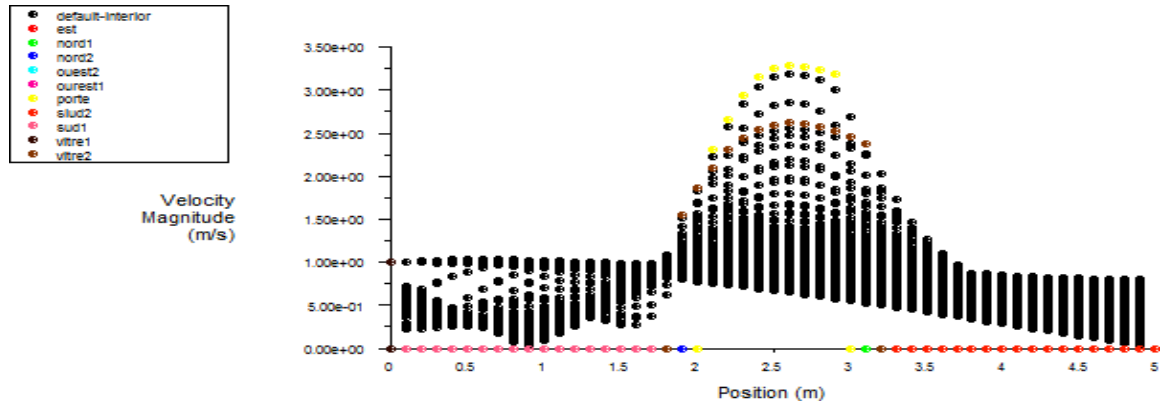
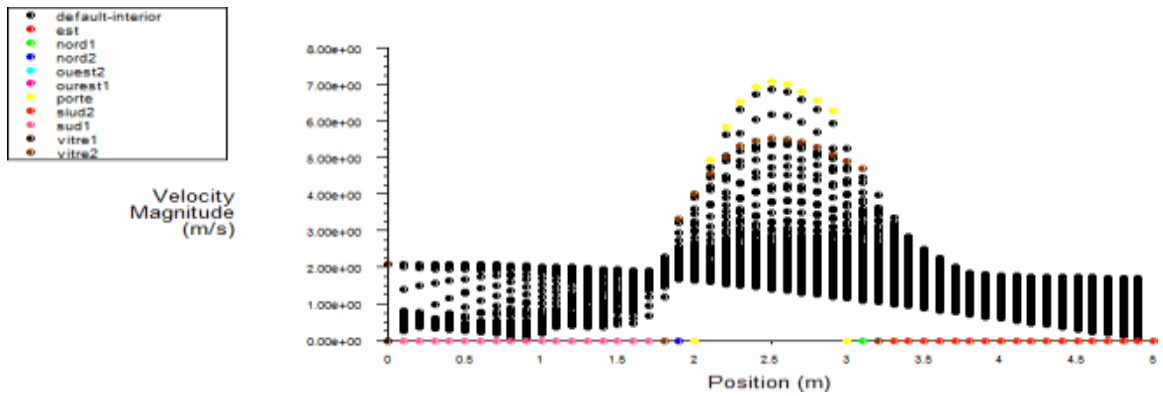


Fig (IV.28) : profil des vecteurs vitesses



a- Régime laminaire

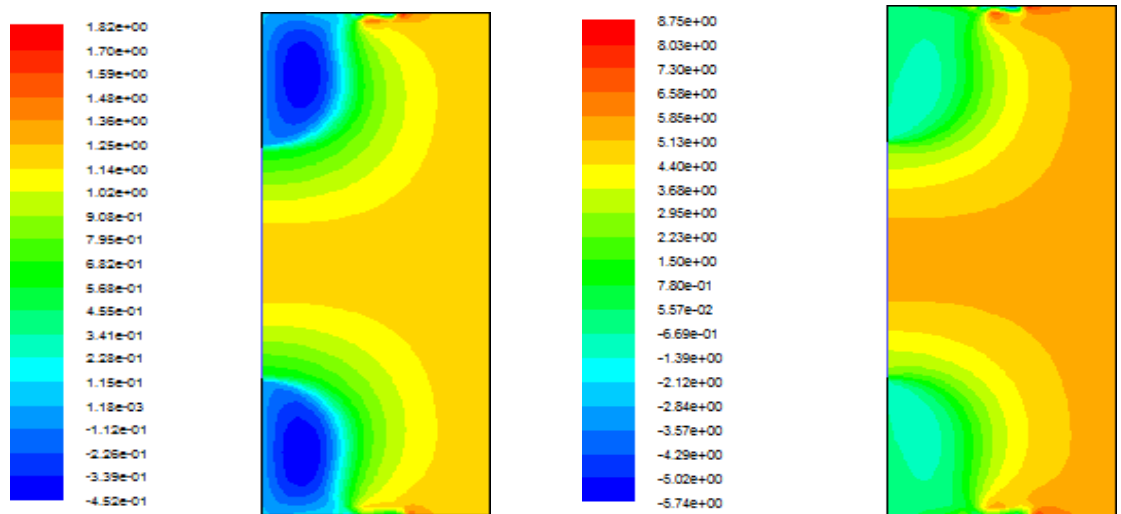


b- Régime turbulent

Fig (IV.29) : Diagrammes des vitesses

IV.2.4. b Discussions des résultats des vitesses

D’après les figures (IV.30), nous remarquons que la vitesse est maximale à la sortie de la porte est à la sortie de la fenêtre sud ; dans le régime turbulent la vitesse est double de celle de régime laminaire mouvement de devient remarquable et elle est amortie à côté du mur est du local et séparé en deux l’un suit la direction du nord (porte) l’autre part vers la direction du sud (fenêtre sud). C’est un point d’amélioration recherché mais elle nécessite encore d’amélioration.



a-régime laminaire

b-régime turbulent

Fig (IV.30) : Contour de pression

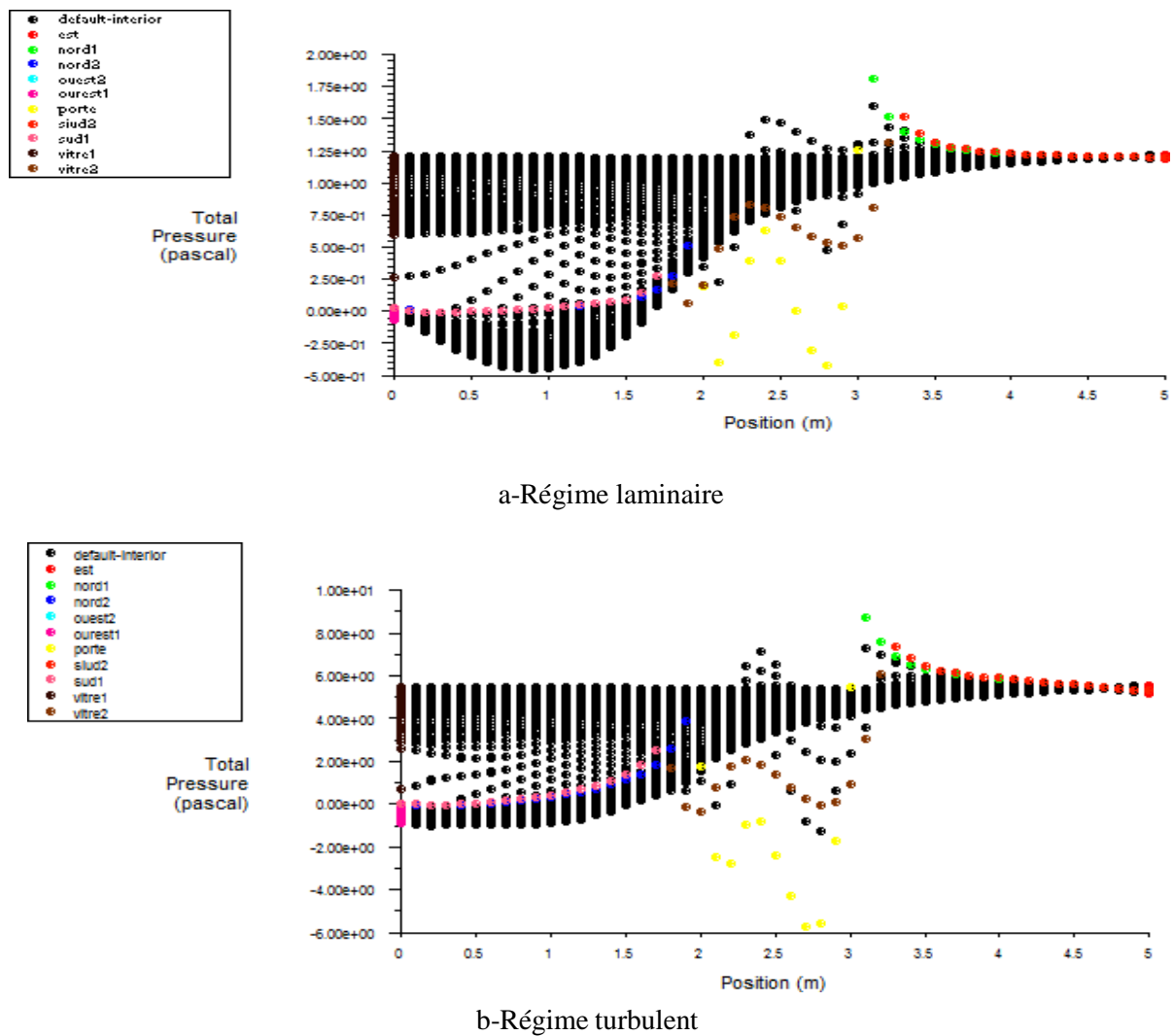


Fig (IV.31) : Diagramme des pressions

IV.2.4.c Discussions des résultats de la pression

On voit que la pression est au max au voisinage de la sortie de la porte et la fenêtre ; Dans ce cas l'effet de tirage thermique crée une zone de dépression dans le coin nord-ouest et sud-ouest du séjour.

Ici les figures montrent que la pression n'est pas uniforme et surtout dans les zones de dépressions ; Les ouvertures nord est sud montrent leurs importances dans la climatisation naturelle.

Conclusion :

Cette modification n'est pas suffisante pour des températures très élevées, on a besoin d'autres modifications pour améliorer la zone de confort et plus précisément pour la circulation, la ventilation et le renouvellement de l'air. Néanmoins, c'est la meilleure des initiatives pour un meilleur confort dans notre étude.

Envisagé des solutions alternatives comme une ventilation mécanique résoudra le problème de l'inconfort dans tous les coins et recoins de notre séjour.

Conclusion :

Au cours de cette étude, on a d'abord entamé des notions de base de la ventilation et ces différents types. On distingue trois mécanismes de ventilation, ventilation naturelle, ventilation mécanique et ventilation mixte (une combinaison entre les deux).

La ventilation dans les locaux d'une façon générale elle permet l'amélioration des conditions de confort telle que la circulation d'air, le renouvellement d'air et l'hygiène par l'air neuf et purs.

La ventilation naturelle est une stratégie passive, sans moyen mécanique, de maintenir un environnement intérieur confortable. Elle joue, également un grand rôle dans la réduction de la consommation énergétique. Le principe de base de la ventilation est le phénomène de convection naturelle due aux différences de température qui ont pour effet de provoquer le mouvement de l'air donc tirage de l'air.

Dans ce présent travail, à l'aide de la simulation numérique basée sur la méthode des volumes finis par le code Gambit et Fluent, nous avons montré l'importance de la ventilation naturelle à travers des propositions de modification sur géométrie d'un locale simple pour but d'améliorer le confort des occupants. Avec ces propositions on a réussi de réaliser les améliorations suivantes :

Partant de la discrétisation du domaine d'étude (maillage de la géométrie), passant par la modélisation numérique des écoulements des fluides. Le problème a été abordé selon une approche numérique, en utilisant le code commercial CFD(FLUENT).

En été, les niveaux de température intérieure atteints dans un local non climatisé dépendent principalement de la température extérieure, des apports internes de chaleur, des apports de chaleur dus au soleil, de la ventilation et de l'inertie du local. En fonction de l'orientation, Il s'agit essentiellement de réduire les apports de chaleur extérieure.

On a déterminé grâce à la simulation numérique les zones de confort et d'inconfort, et on a illustré virtuellement les mouvements d'air dans notre local.

Enfin. On retiendra de cette étude que le local étudié, présente des insuffisances en

Conclusion générale

matière de prise en charge du confort intérieur ; pour remédier à ce problème d'insuffisance on va opter pour une ventilation mixte ventilation mécanique et ventilation naturelle.

BIBLIOGRAPHIE

- 1- NEUF : « Climat intérieur/ confort, Santé, confort visuel » Revue européenne d'architecture N°77, novembre - décembre 1978. P 12.
- 2- Liébard, A. et De Herde, A. « Traité d'architecture et d'urbanisme bioclimatiques ». Ed. Le Moniteur. Paris 2005 p. 30a
- 3- Hugues Boivin « la ventilation naturelle Développement d'un outil d'évaluation du potentiel de la climatisation passive et d'aide à la conception architecturale », Mémoire de maîtrise, université Laval Québec, 2007, p 115
- 4- Iazard-L. « Architectures d'été construire : pour le confort d'été », Edition Edisud, 1994, p141
- 5- Maalej, J., « Emetteurs de chaleur dans les bâtiments : comportement thermique et étude des performances ». Thèse de Doctorat soutenue le 19 septembre 1994, l'Université de Valenciennes, 1994, p 151
- 6- Morinne, M. « Travail à la chaleur et confort thermique ». Les notes scientifiques et techniques de l'INRS, NST 184, décembre 1999
- 7- Vogt J.J. « confort physiologique. Technique de l'ingénieur »...B2180. 1995.p 10
- 8- Hoffman J.B. « Ambiances climatisées et confort thermique » les actes du COSTIC. P110
- 9- Olsen B.W. « thermal confort requirement fir floors occuppied by people with bare feet », cite in: Mansouri Y. (2003), opcit, p273
- 10- Vogt J.J. « confort physiologique ». Techniques de l'ingénieur, document N° B 2180. 1995, p 10
- 11- Deoux. S, « *Le guide de l'habitat sain* », Andorra : édition medieco, Avril 2002, p.211
- 12- Givoni, B. « L'Homme, L'Architecture et le Climat ». Edition, Le Moniteur, paris ,1978, p39
- 13- Tixier, N. « De la notion de confort à la notion d'ambiance » in revue du laboratoire cresson de l'école d'architecture de Grenoble et CNRS Ambiances architecturales et urbaines, France. 2007
- 14- J. Koffi, Analyse Multicritère Des Stratégies De Ventilation En Maisons Individuelles », Thèse De Doctorat, université de la rochelle, France, (2009).
- 15- Hugues Boivin, la ventilation naturelle développement d'un outil d'évaluation du potentiel de la climatisation passive et d'aide à la conception architecturale, maître ès sciences (M.Sc.), université Laval Québec, (2007).
- 16- Adrien Dhalluin, Etude de stratégies de ventilation pour améliorer la qualité environnementale intérieure et le confort des occupants en milieu scolaire, thèse de doctorat, université de la Rochelle, 2013.
- 17- R. Bassiouny, N.S.A. Koura, An Analytical and Numerical Study of Solar Chimney Use for Room Natural Ventilation, Energy and Buildings, vol. 40, pp. 865–873, (2008).

- 18- Modélisation numérique du transfert thermique, Méthode des volumes finis.
- 20- DTR C3.2 C3.4
- 21- Éric Goncalves, Résolution numérique, discrétisation des EDP et EDO, septembre (2005).
- 22- Jan.Halma, Tony Arts et Jaroslav Fort, numerical solution of unsteady and steady transonic flow, Elsevier2003.
- 23- Z. Akchiche, Etude de comportement d'une cheminée solaire en vue de l'isolation thermique, Mémoire de magistère, Université Kasdi Merbah, Ouargla, (2011).
- 24 André Lallemand, Dynamique des fluides réels, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétiqueBE8157.
- 25- Mourad Gahgah, Influence des régimes d'écoulement sur les performances énergétiques des cheminées solaires, Mémoire de magistère, Ecole Nationale Supérieure Polytechnique, Alger, (2008).
- 26- Documentation FLUENT6.1.22 united states of America2003.
- 27 M. Slack. Cyclonic separator. Fluent Europe Ltd.GTC1-CT99-10030.
- 27- Documentation Fluent.<http://courses.cit.cornell.edu/fluent>.(16/05/2010).

Les références des figures

- 28- **Figure I.1**
<https://energieplus-lesite.be/theories/confort11/le-confort-thermique-d1>
- 29- **Figure I.2**
THELLIER, Françoise. « L'homme et son environnement thermique – Modélisation ». Université de Paul Sabatier de Toulouse, p 65 (1999).
- 30- **Figure I.(3-5)**
<https://www.google.com/search?q=la%20ventilation&tbm=isch&hl=fr&tbs=rimg>
- 31- **Figure I.(6-8)**
<https://www.souchier-boullet.com/prescription/prescription-gestion-energetique/ventilation-naturelle-intelligente-vni/>
- 32- **Figure I.(9-12)**
<https://www.google.com/search?q=la%20ventilation&tbm=isch&hl=fr&tbs=rimg>
- 33- **Figure (I.13)**
<http://www.saph-isolation-toiture.fr/VMC-double-flux.html>
- 34- **Figure I.(14-18)**
<https://www.google.com/search?q=la%20ventilation&tbm=isch&hl=fr&tbs=rimg>