

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي



جامعة 8 ماي 1945 قالمة
UNIVERSITE 8 MAI 1945 GUELMA

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITE 8 MAI 1945 DE GUELMA

FACULTE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE : GENIE CIVIL & HYDRAULIQUE

POLYCOPIE

THERMIQUE DU BATIMENT

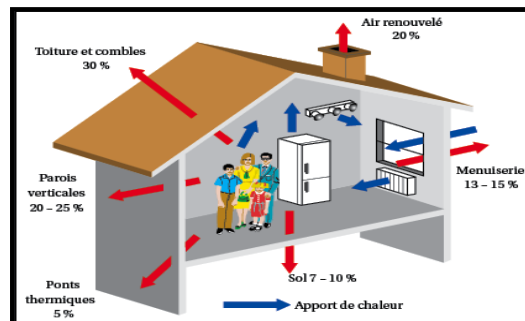
(Cours et TD)

(Ce polycopié est destiné aux étudiants en Master I, Filière : Génie Civil,
Spécialité : Structures)

PRESENTE PAR

M^{me} ROUAIGUIA Assia Née AIDOU

(Maître de Conférences B)



ANNEE 2020

Semestre: 2	Master I : Structures
Département de Génie Civil et Hydraulique	
Unité d'enseignement : UED 1.2	Matière1 : Thermique du Bâtiment
Enseignant responsable de la matière : AIDOU Assia,	Grade : Dr
VHS: 45h	(Cours: 1h30, TD: 1h30)
Crédits : 2	Coefficient : 2

Objectifs de l'enseignement :

Après l'acquisition du programme de cette unité. L'étudiant est censé être capable de mener un calcul thermique d'un bâtiment.

Connaissances préalables recommandées :

L'étudiant devrait avoir déjà acquis des notions sur la thermodynamique.

Contenu de la matière :

Chapitre 1 : Généralités

(Quelques Notions générales)

Chapitre 2 : Les modes des transferts thermiques

(Introduction, La conduction, La convection, Le rayonnement.....)

Chapitre 3 : Le confort thermique

(Introduction, Les paramètres du confort thermique, Evaluation du confort thermique.....)

Chapitre 4 : Le Bilan thermique

(Le principe du bilan thermique, Etablissement du bilan thermique, Méthodes simplifiées de calcul)

Chapitre 5 : Isolation des parois

(Introduction, Matériaux d'isolation, Qualité des isolants thermiques, Les différents matériaux sur le marché, Application des isolants thermiques.....)

Mode d'évaluation:

Contrôle continu : 40% ; Examen : 60%.

Contrôle	Pondération (%)
Examen final	60
Travaux Dirigés (Présence & Participation)	10
Micro-Interrogations	20
Devoirs à domicile	10
Total	100

Références bibliographiques:

- **N. Morel et E. Gnansounou (2008)** (nouvelle édition du cours précédemment donné par **Claude-Alain Roulet et Arnaud Dauriat**) « Énergétique Du Bâtiment » Section de Génie Civil, 4^{ème}/5^{ème} année, École Polytechnique Fédérale De Lausanne, Faculté D'environnement Naturel, Architectural et Construit.
- **Kreith**, Transmission de la chaleur & thermodynamique. Masson, Paris, 1967.
- **NF EN ISO 7345 Avril (2018)** Performance thermique des bâtiments et des matériaux pour le bâtiment - Grandeurs physiques et définitions.
- **ISO 6946: (2017)** Composants et éléments de construction - Résistance thermique et transmission thermique - Méthodes de calcul.
- **J. Brau, (2006)**, INSA de Lyon, polycopié destiné aux 3 GCU, Département de Génie Civil et Urbanisme. Disponible sur : <http://docinsa.insa-lyon.fr/polycop/download.php?id=160504&id2=0>

Avant propos

Le présent polycopié est constitué des cours et des travaux dirigés du deuxième semestre du programme LMD de l'Unité Découverte enregistré sous le Code : UED 1.2, et choisi par l'équipe de formation sous le titre : Thermique du Bâtiment, enseignée de 2016 à 2020 aux étudiants de première année Master Structures au sein du département de Génie Civil & Hydraulique de l'Université 8 Mai 1945 de Guelma. Donc, c'est le fruit de quatre années d'enseignement. Ce cours est consacré à la découverte du domaine thermique du bâtiment, pour tout ce qui concerne les notions de base, les modes du transfert de chaleur, le confort et le bilan thermique. Nous espérons qu'il sera d'une grande utilité pour mieux comprendre cette unité. Le cours est enrichi par plusieurs exemples et exercices corrigés.

Le polycopié se limite à cinq chapitres, dans le premier chapitre on présentera les notions générales de la température et de la chaleur, ainsi que quelques rappels sur la physique du bâtiment.

Le deuxième chapitre est consacré à la présentation des trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) en régime permanent avec des exemples relatifs à chaque mode et dont le but est de présenter les modes de transfert thermique d'une manière simple et facile. Avant de passer aux cas plus difficiles, cela facilite la compréhension des considérations théoriques. Aussi, le but est de familiariser l'étudiant peu à peu avec ces phénomènes coexistant naturellement et pratiquement dans notre vie quotidienne.

Le troisième chapitre est réservé au confort thermique de manière générale en présentant ces indicateurs et ces plages de confort. En plus, essayer de faciliter la compréhension de la détermination traditionnelle des zones de confort thermique. Aussi, le but est de connaître les différentes relations confort - facteurs et le calcul de son niveau.

Le quatrième chapitre est consacré à présenter les conditions de base pour le calcul d'un bilan thermique. Avec, l'explication et l'application d'une méthode simplifiée pour effectuer ce calcul.

Le cinquième et dernier chapitre constitue un aperçu sur le domaine des isolants, en commençant par leurs qualités et les différents matériaux d'isolation sur le marché et en terminant avec l'application des isolants thermiques aux différents éléments de la construction des bâtiments.

A la fin de chaque chapitre, nous proposons des exercices corrigés sélectionnés convenablement pour chaque problème traité. Enfin, nous souhaitons que le lecteur profite largement de ce présent polycopié, en espérant qu'il sera bien satisfait.

SOMMAIRE

Syllabus	
Avant propos	
Sommaire	
Notations et Abréviations	
Introduction	
CHAPITRE I : GENERALITES	1
I.1. Introduction	1
I.2. Généralités	1
I.2.1. Notion de chaleur	1
I.2.2. Notion de température	2
I.2.3. Échelles de température	2
I.2.4. Unités de chaleur	2
I.2.5. Notion de capacité thermique massique	3
I.2.6. Principe zéro de la thermodynamique	3
I.2.7. Le régime permanent	3
I.2.8. Paroi adiabatique	3
I.3. Rappels de Physique du Bâtiment	3
I.3.1. A quoi sert l'énergétique du bâtiment ?	3
I.3.1.1. Le bâtiment est un gros consommateur d'énergie	3
I.3.1.2. Le confort du bâtiment	4
I.3.1.3. Suivant la conception, la consommation varie énormément	5
I.3.1.4. Applications de l'énergétique du bâtiment	5
CHAPITRE II : LES TRANSFERTS THERMIQUES	7
II.1. Transferts de chaleur:	7
II.2. Transmission par conduction	7
II.2.1. Grandeurs physiques utilisées	8
II.2.1.1. Flux de chaleur à travers une surface	8
II.2.1.2. Densité de flux de chaleur	8
II.2.1.3. Surfaces isothermes	8
II.2.1.4. Gradient de température	8
II.2.2. Loi de FOURIER	9
II.2.3. Conductivité thermique	10
II.2.4. Résistance thermique	11
II.2.5. Conductance thermique:(dite aussi Coefficient de transfert thermique)	11
II.2.6. Calcul de la résistance thermique	11
II.2.6.1. Paroi homogène à faces parallèles: (Paroi monocouche)	11
II.2.6.1.1. Evolution de la température dans le mur :	12
Application	13
II.2.6.2. Paroi composite à faces parallèles: (Paroi multicouche)	14
II.2.6.3. Résistance thermique d'un mur composite : (association en parallèle)	15
Exemple d'application	16
II.3. Transmission par convection	16
II.3.1. Le flux de chaleur à travers une surface	16
II.3.2. Le flux de chaleur à travers une paroi	17
II.3.3. Résistance à l'échange thermique (R_{se} ou R_{si})	17
II.3.4. Calcul de la résistance thermique	21
II.4. Transmission par rayonnement	21
II.4.1. Introduction	21
II.4.2. Classification	23
II.4.3. Rayonnement des corps opaques	23
II.4.3.1. Corps opaques émetteurs de rayonnement	23
II.4.3.2. Corps opaques récepteurs de rayonnement	24

II.4.4. Le corps noir	25
II.4.4.1. Définition	25
II.4.4.2. Emittance d'un corps noir	25
II.4.5. Le corps réel	25
II.4.5.1. Facteurs d'émission des corps réels	25
II.4.6. Le corps gris	26
Application	27
Travaux Dirigés	30
CHAPITRE III : LE CONFORT THERMIQUE	33
III.1. Les besoins de l'occupant	33
III.1.1. Confort	33
III.1.2. Confort thermique	33
III.1.3. Indicateurs et plages de confort	34
III.1.3.1. Détermination traditionnelle des zones de confort thermique	34
III.1.3.2. Les relations confort - facteurs	38
Exemple.	40
III.1.3.3. Le calcul du niveau de confort	41
Applications	42
III.1.3.4. Facteurs d'inconfort supplémentaire	44
CHAPITRE IV : LE BILAN THERMIQUE	46
IV.1. Introduction	46
IV.2. Les charges	46
IV.3. Condition de base du calcul du bilan thermique été	47
IV.3.1. Heure de charges de réfrigération maximales dans les locaux	47
IV.3.2. Calcul des apports calorifiques	49
IV.4. Le calcul simplifié du bilan thermique	49
IV.4.1. Charges externes	49
IV.4.1.1. Apport de chaleur par transmission à travers les parois extérieures	49
IV.4.1.2. Apport de chaleur par rayonnement solaire à travers les parois	49
IV.4.1.3. Apport de chaleur par rayonnement solaire sur les vitrages	49
IV.4.1.4. Apport de chaleur par renouvellement d'air et infiltration	50
IV.4.2. Charges internes	52
IV.4.2.1. Apport de chaleur par les occupants	52
IV.4.2.2. Apport de chaleur par l'éclairage	53
IV.4.2.3. Apport de chaleur par les machines et appareillages	53
IV.4.3. Les charges thermiques totales	54
IV.4.3.1. Charges sensibles totales	54
IV.4.3.2. Charges latentes totales	55
IV.5. Règles de calcul des déperditions calorifiques à partir du DTR	55
IV.5.1. Présentation :	55
IV.5.2. Bases de calcul :	55
Application	57
Chapitre V : ISOLATION DES PAROIS	59
V.1. Introduction	59
V.2. Matériaux d'isolation	59
V.3. Qualité des isolants thermiques	59
V.3.1. Résistance au feu	60
V.3.2. Résistance mécanique	60
V.3.3. Etanchéité à l'air	60
V.3.4. Résistance à la diffusion de vapeur d'eau	60
V.3.5. Absorption d'eau	60
V.3.6. Stabilité dimensionnelle et résistance à la chaleur	60
V.3.7. Qualités acoustiques	61

V.4. Les différents matériaux sur le marché	61
V.4.1. Matériaux fibreux inorganiques	61
V.4.2. Matériaux fibreux organiques	61
V.4.3. Mousses inorganiques	62
V.4.4. Mousses organiques	62
V.4.5. Matériaux ligneux	62
V.4.6. Liège	63
V.5. Application des isolants thermiques	63
V.5.1. Parois homogènes	63
V.5.2. Dalles toitures	63
V.5.3. Toiture inversées	64
V.5.4. Toitures et parois ventilées	64
V.5.5. Isolation entre deux parois	64
V.5.6. Dalles planchers	65
V.5.7. Éléments d'enveloppe légère	65
V.5.8. Isolation extérieure compacte	65
V.5.9. Isolation transparente	65
V.6. Ponts thermiques	66
V.6.1. Types de ponts thermiques	66
Application : (Isolation interne et externe)	68
Références Bibliographiques	74

NOTATIONS et ABBREVIATIONS

T : La température [$^{\circ}\text{C}$ ou K]

ΔT : La différence de température [$^{\circ}\text{C}$ ou K]

m : La masse [kg]

C_p : La capacité thermique massique [J/(kg . K)]

IDE : L'indice de Dépense d'Énergie [MJ/m²]

h: Le coefficient d'échange de chaleur [W/m². $^{\circ}\text{C}$ ou W/m².K]

Φ : La quantité de chaleur ou Flux de chaleur [W]

φ : La densité de flux [W/m²]

t : Le temps [s]

gradT : Le gradient de température

dS : La surface élémentaire [m²]

n : La normale unitaire.

λ : Le coefficient de conductivité thermique [W/m. $^{\circ}\text{C}$ ou W/m.K]

R : La résistance thermique [m². K /W]

U (K): Le coefficient de transmission thermique [W / m². K]

e : épaisseur du matériau [m]

ΔU : Différence de potentiel

I : Courant électrique (Intensité)

R_{se} : La résistance à l'échange thermique extérieur [m². K /W]

R_{si} : La résistance à l'échange thermique intérieur [m². K /W]

R_g : La résistance des couches d'air non ventilées [m². K /W]

c : la vitesse de propagation de l'onde ou célérité [m/s]

U.V : Le spectre ultraviolet [μm]

IR : Le spectre infrarouge [μm]

M : L'émittance [W/m²]

E : L'éclairement [W/m²]

ρ : Le coefficient de réflexion

α : Le coefficient d'absorption

τ : Le coefficient de transmission

σ : La constante de Stefan Boltzmann [Wm⁻² K⁻⁴]

ε : Le facteur d'émission ou émissivités

T_a : La température ambiante de l'air [$^{\circ}\text{C}$ ou K]

T_p : La température moyenne des parois [$^{\circ}\text{C}$ ou K]

HR : L'humidité relative de l'air [%]

PMV : L'indice de vote moyen prévisible

PPD : Le pourcentage prévisible d'insatisfaits

F : Le facteur de rayonnement solaire

R_m : Le rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur [W/m^2]

g : Le facteur de réduction

R_v : L'intensité du rayonnement solaire sur les vitrages [W/m^2]

q_v : Le débit d'air extérieur de renouvellement [m^3/h]

θ_e : La température extérieure de base [$^{\circ}\text{C}$ ou K]

θ_i : La température intérieure de base [$^{\circ}\text{C}$ ou K]

ω_e : La teneur en eau de l'air extérieur [$\text{g}/\text{kg}_{\text{air sec}}$]

ω_i : La teneur en eau de l'air intérieur [$\text{g}/\text{kg}_{\text{air sec}}$]

N^{bre} : Le nombre d'occupants

C_{Soc} : La chaleur sensible des occupants [W]

C_{Loc} : La chaleur latente des occupants [W]

P : La puissance de la lampe [W]

PUR : le polyuréthane

PE : le polystyrène

UF : l'urée-formaldéhyde

INTRODUCTION :

Le monde entier est confronté à une augmentation de la consommation énergétique d'une façon accrue depuis plusieurs décennies. Cette augmentation remet fondamentalement en cause le modèle économique qui est tributaire pour son développement d'une quantité colossale d'énergie.

Le secteur du bâtiment est, parmi les secteurs économiques, le plus gros consommateur en énergie au niveau mondial, est une cible de choix dans la réduction des consommations, vu que la cause de ce résultat est due à la forte demande de logement qui résulte d'une grande augmentation démographique. A l'échelle planétaire, le secteur du bâtiment est responsable d'environ 30 à 40% de la consommation annuelle mondiale de l'énergie et de près de 30% de l'ensemble des émissions de gaz CO₂ à effet de serre. Soucieuse de la protection de l'environnement et de la réduction de ces pertes.

Les changements climatiques aidant, les hivers sont de plus en plus rudes et les étés sont de plus en plus chauds. Sachant que dans quelques pays, plus tu consommes de l'énergie plus le prix unitaire augmente. L'enjeu aujourd'hui est à la fois de préserver et d'améliorer le confort des citoyens et de réduire les déperditions et la consommation d'énergie par rapport notamment au chauffage et à la climatisation en respectant la réglementation en vigueur.

L'ambition de relever ce défi ne réside pas dans le changement de la qualité de vie, ou de s'approprier d'autres sources d'énergie, même si cela est possible, mais l'idée incontournable réside dans la conception ou voire même la restauration, afin de réduire les dépenses au maximum et optimiser le confort souhaité.

Ceux-ci déterminent notamment les valeurs de référence relatives aux déperditions et aux apports calorifiques des bâtiments neufs à usage d'habitation et tertiaire, les méthodes de calcul des déperditions et des apports calorifiques pour les différentes zones climatiques.

En Algérie, la plupart des logements construits sont relativement non isolés, ce qui signifie que ces bâtiments ont de fortes déperditions thermiques et de fait consomment beaucoup plus d'énergie, et l'efficacité énergétique n'est toujours pas appliquée dans la production des bâtiments. De plus, ceux-ci sont chauffés grâce à des énergies fossiles, donc fortement pourvoyeurs de gaz à effet de serre responsable en partie des changements climatiques. L'élévation globale des températures et la forte consommation énergétique nécessitent l'élaboration des concepts à forte efficacité énergétique qui seront appliqués aux bâtiments. L'isolation thermique est complexe et très diversifiée. Selon les matériaux utilisés et les pièces à isoler, l'économie résultant de l'isolation thermique est très variable.

L'ensemble des parties d'un bâtiment est soumis aux transferts thermiques, qui sont des échanges de chaleur entre le milieu chaud et le milieu froid. La connaissance et la maîtrise de ces transferts permet une gestion de la facture énergétique d'un bâtiment. La diminution de ces échanges thermiques permet de maintenir une température tempérée à l'intérieure du bâtiment en y apportant le moins d'énergie possible. Elle permet également d'orienter la conception du bâtiment dans un cadre réglementaire tout en visant un compromis entre coût énergétique et confort .

L'isolation thermique est l'un des points clés pour agir pour atteindre l'objectif de réduire les déperditions calorifiques et la consommation d'énergie dans le secteur du bâtiment. Pour cela l'isolation se trouve au cœur des bouquets de solutions retenues pour réaliser les futures économies d'énergie. En agissant sur les déperditions thermiques, l'isolation permet en effet de moins chauffer l'hiver et d'éviter de recourir à la climatisation l'été.

Le polycopié est constitué de cinq chapitres, le premier chapitre présentera les notions générales de la température et de la chaleur, ainsi que quelques rappels sur la physique du bâtiment.

Le deuxième chapitre présente les trois modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) en régime permanent avec des exemples relatifs à chaque mode.

Le troisième chapitre concerne la présentation de manière générale du confort thermique en présentant ces indicateurs et ces plages de confort.

Le quatrième chapitre résume les conditions de base pour le calcul d'un bilan thermique. Avec, l'explication et l'application d'une méthode simplifiée pour effectuer ce calcul. Ainsi qu'une brève présentation du règlement algérienne (DTR).

Le dernier chapitre forme un aperçu sur le domaine des isolants (qualités, application dans le domaine de la construction des bâtiments).

CHAPITRE I : GENERALITES

1.1. INTRODUCTION :

La thermique du bâtiment est l'ensemble des sciences et techniques visant à étudier les besoins énergétiques des bâtiments. Elle aborde principalement les notions d'isolation thermique et de ventilation afin d'offrir le meilleur confort thermique aux occupants. [1]

La thermique du bâtiment décrit les échanges thermiques qui se réalisent entre un bâtiment et son environnement. Cette analyse va reposer sur toute une série de facteurs qui sont : [1]

► Les facteurs environnementaux : l'emplacement géographique d'un bâtiment (longitude, latitude, altitude) et les données climatiques afférentes, l'implantation générale du bâtiment ainsi que la nature du sol ;

► Les facteurs fonctionnels: deux bâtiments ne sont pas identiques par leur fonction, la chaleur à délivrer, l'eau à chauffer, l'humidité à évacuer varient d'une affectation à l'autre. Dans le cas de l'éclairage, l'usage de machines et ordinateurs, les équipements électroménagers produisent plus ou moins de chaleur, qu'il faut ajouter au bilan thermique ;

► Les facteurs liés à la nature des matériaux et composants employés dans la construction du bâtiment: les parois extérieures, murs, planchers et toitures sont considérés comme des surfaces d'échange thermique que l'on doit considérer relativement à leur orientation, leur dimension physiques, les matériaux de construction employés considérés dans leur épaisseur et leurs propriétés thermiques. Lorsqu'il s'agit de surfaces vitrées, on doit tenir compte de la transmittance des vitres et d'envisager l'exposition au soleil. En effet, les parois sont considérées plus ou moins étanches ou perméables à l'air, sources de déperdition thermique. Dans le cas des parois intérieures, elles sont considérées dans leur masse et elles contribuent à ce qu'on appelle l'inertie thermique et le déphasage thermique, c'est-à-dire la capacité à accumuler et d'autre-part à restituer à court ou moyen terme la chaleur accumulée.

1.2. GENERALITES :

1.2.1. Notion de chaleur

En physique, on appelle chaleur une forme particulière de l'énergie. L'équivalence de la chaleur et du travail constitue le premier principe de la thermodynamique. Il en résulte qu'énergie, travail et quantité de chaleur ont une même unité: le joule. [2, 3]

A la base de l'étude des transferts thermiques se trouvent les concepts de quantité de chaleur et de différence de température. [2, 3]

Le transfert de chaleur d'une partie d'une substance à une autre partie, ou d'un corps à un autre corps, s'effectue sous forme d'énergie cinétique d'agitation moléculaire désordonnée. [2, 3]

Ce transfert est le fait d'une différence de température entre les deux corps. La chaleur se propage spontanément du corps ayant la température la plus élevée vers celui ayant la température la plus basse, élevant ainsi la température de ce dernier, tout en abaissant la température du premier, dans la mesure où le volume des deux corps reste constant. Ceci constitue le second principe de la thermodynamique. [2, 3]

Ce second principe met en évidence la notion d'irréversibilité: La chaleur ne pourra pas se propager d'un corps froid vers un corps chaud, sauf si on fournit un travail. [2, 3]

1.2.2. Notion de température

On appelle température la grandeur physique qui mesure le degré de chaleur d'un corps ou d'un milieu.

Lorsque deux corps sont placés dans une enceinte adiabatique, le corps le plus chaud cède de la chaleur au corps le plus froid, jusqu'à ce que les deux corps aient la même température. On dit alors qu'on a atteint l'équilibre thermique. [2, 3]

La température est une propriété thermodynamique du corps et mesure l'agitation microscopique de la matière. Selon la théorie cinétique, la température d'un corps est fonction de l'énergie cinétique moyenne de translation de ses molécules. L'énergie cinétique d'un corps est nulle à une température appelée zéro absolu. [2, 3]

1.2.3. Échelles de température

On utilise plusieurs échelles de température; parmi celles-ci, l'échelle Celsius, l'échelle Fahrenheit (dans les pays anglo-saxons), l'échelle de température thermodynamique. [2, 3]

L'échelle Celsius, qui fixe la température de congélation de l'eau à 0°C et sa température d'ébullition à 100°C, est utilisée dans le monde entier. [2, 3]

Dans l'échelle Fahrenheit, utilisée dans les pays anglophones pour la vie courante, la température de congélation de l'eau est fixée à 32°F et sa température d'ébullition à 212°F. [2]

Dans le système international SI, l'unité thermique de base est le kelvin (K), unité de température thermodynamique. [2]

La température absolue est mesurée en Kelvin [K]. La relation de passage entre °C et K est : [4]

$$T [K] = [^{\circ}\text{C}] + 273,15 \quad (\text{I-1})$$

Remarque : Les écarts de température sont identiques en Kelvin et en degrés Celsius : $\Delta T [K] = \Delta \theta [^{\circ}\text{C}]$

1.2.4. Unités de chaleur

On a vu qu'en physique, la quantité de chaleur est exprimée dans les mêmes unités que l'énergie et le travail, à savoir en joules (J). [3]

On utilise également la calorie (Cal), définie comme la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température de 1 g d'eau de 14,5 °C à 15,5 °C sous une pression de 1 atm. [2, 3]

On a : 4,1855 J = 1 Cal

A partir de la calorie, on introduit parfois d'autres unités de quantité de chaleur:

La kilocalorie (kcal) est égale à 1000 calories.

La thermie est égale à 1000 kcal.

Le kilowattheure (kWh) est l'énergie fournie en 1 heure (3600 secondes) par une source d'énergie de puissance égale à 1 kW, soit 1000 J/s. Comme 1 joule équivaut à 0,2389 calories, 1 kWh représente 3.600.000 joules, soit encore 860.112 calories. [3]

En définitive: 1 kWh = 0,86 thermie

1.2.5. Notion de capacité thermique massique

On appelle capacité thermique massique C la quantité de chaleur qu'il faut appliquer à 1 kg de matière pour élever sa température de 1 K. [2]

D'après la loi formulée par les chimistes français Pierre Louis Dulong et Alexis Thérèse Petit, les capacités thermiques massiques des éléments solides sont inversement proportionnelles à leurs masses atomiques. Ainsi, le produit de la capacité thermique massique par la masse atomique est constant pour tous les éléments solides. [2]

Du fait qu'un gaz chauffé se dilate, des calories supplémentaires sont nécessaires pour augmenter sa température, puisqu'une partie de cette énergie est utilisée pour la dilatation du gaz. C'est la raison pour laquelle, dans le cas d'un gaz, il faudra distinguer la capacité thermique massique à pression constante C_p et la capacité thermique massique à volume constant C_v . La capacité thermique massique à pression constante sera toujours supérieure à la capacité thermique massique à volume constant. [2, 3]

Dans le système international d'unités, la capacité thermique massique est exprimée en $J/(kg \cdot K)$.

La capacité thermique massique est parfois exprimée en $Cal/(g \cdot ^\circ C)$. La capacité thermique massique de l'eau est de $1 Cal/(g \cdot ^\circ C)$; cela signifie qu'il faut apporter 1 Cal à 1 g d'eau pour augmenter sa température de $1^\circ C$. [3]

Si on considère un corps solide S de masse m [kg] et de capacité thermique massique C_p [$J/(kg \cdot K)$], et si on lui apporte une quantité de chaleur Q [J], l'accroissement de la chaleur contenue par le corps est responsable d'une élévation de température ΔT [$^\circ C$ ou K], donnée par la relation fondamentale : [3, 6, 7]

$$Q = m C_p \Delta T \quad (I-2)$$

1.2.6. Principe zéro de la thermodynamique

Si deux corps sont en équilibre thermique avec un troisième, alors, ils sont nécessairement en équilibre thermique entre eux. [4]

1.2.7. Le régime permanent

On parle de régime permanent ou stationnaire quand les températures ne dépendent pas du temps.

On parle de régime variable ou transitoire quand les températures dépendent du temps. [4]

1.2.8. Paroi adiabatique

Une paroi est dite **adiabatique** lorsqu'elle ne permet aucun échange de chaleur. [4]

1.3. RAPPELS DE PHYSIQUE DU BATIMENT

1.3.1. A quoi sert l'énergétique du bâtiment ?

1.3.1.1. Le bâtiment est un gros consommateur d'énergie

Dans les pays industrialisés, les bâtiments consomment une partie importante de l'énergie utilisée par la société et, en conséquence, ils sont source d'une partie non négligeable de la pollution. Cette énergie est l'objet de nombreux usages, notamment: [7]

- le chauffage et/ou le refroidissement, pour assurer un climat intérieur confortable.
- la circulation de fluides tels que l'air (ventilation), l'eau (eau chaude, chauffage).
- les transports (ascenseurs),
- l'éclairage,
- les communications (téléphone, radio, télévision),
- la production de biens (fabriques, cuisines, couture, etc.). [7]

Dans les climats tempérés et froids, la plus grande part de l'énergie utilisée par un bâtiment sert au chauffage. Le flux de chaleur généré dans le système de chauffage aboutit inévitablement à l'extérieur par différentes voies plus ou moins directes. [7]

Dans les climats plus chauds, il peut être nécessaire et en tous cas confortable d'abaisser la température intérieure des bâtiments. Ce refroidissement, et l'assèchement de l'air (sous les tropiques) peut aussi être un grand consommateur d'énergie. [7]

I.3.1.2. Le confort du bâtiment

Le bâtiment devrait être confortable

Un bâtiment devrait assurer, sans aucune consommation d'énergie, un confort au moins équivalent à celui régnant à l'extérieur.

S'il est bien conçu et construit, il peut fournir un confort nettement supérieur (courbe A de la Figure I.1). Un tel bâtiment ne surchauffe pas ou peu en été et profite des gains solaires pendant les périodes froides, pour raccourcir la saison de chauffage.

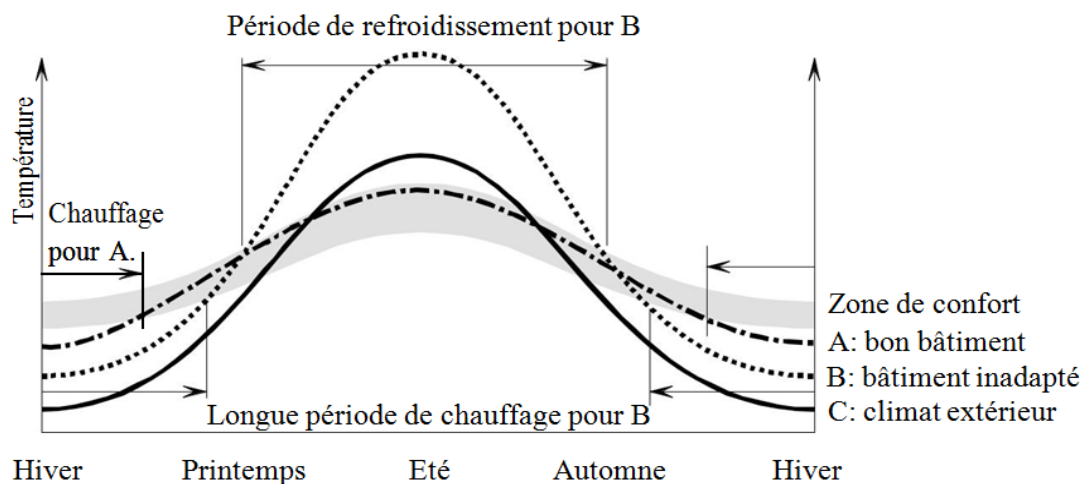


Figure I.1: Évolution des températures dans des bâtiments au cours de l'année, sans effet des installations techniques de chauffage ou climatisation. La bande grisée représente les exigences de confort. C représente la température extérieure, A un bâtiment bien conçu et B un bâtiment inadapté à son climat. [7]

Un bâtiment inadapté à son climat a tendance à surchauffer en saison chaude et à être glacial en saison froide. Ces bâtiments consomment de grandes quantités d'énergie pour assurer un confort acceptable.

I.3.1.3 Suivant la conception, la consommation varie énormément

Un indice souvent utilisé pour comparer la consommation d'énergie des bâtiments est l'Indice de Dépense d'Énergie, ou IDE. On obtient cet indice en divisant la consommation annuelle d'énergie totale (de tous les agents énergétiques) exprimée en MJ (ou en kWh) par la surface brute de plancher chauffé (murs inclus). Cet indice est expliqué plus en détail dans la norme SIA 180/4 donne le mode de calcul officiel en Suisse. [7]

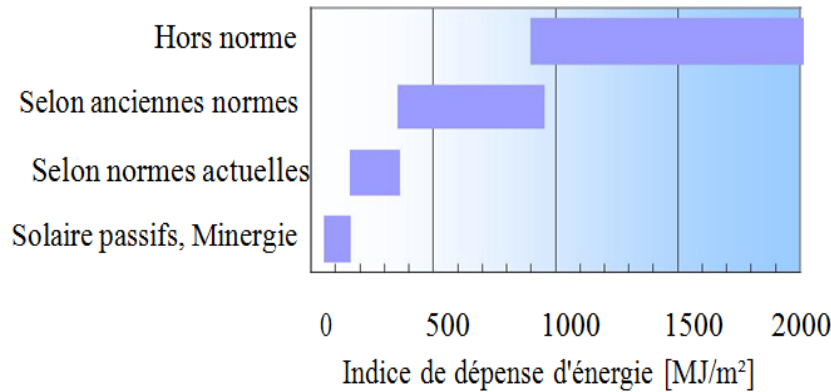


Figure I.2: *Gammes d'indices de dépense d'énergie de bâtiments.* [7]

La Figure I.2 montre les gammes d'indices de dépense d'énergie de bâtiments suisses. On notera la large dispersion des valeurs, allant de presque zéro à plusieurs milliers de mégajoules par mètre carré pour certains bâtiments. [7]

De nombreux exemples montrent qu'une forte consommation d'énergie ne va pas forcément de pair avec un confort élevé. Au contraire, la plupart des bâtiments à forte consommation sont inconfortables, et de nombreux bâtiments à basse consommation offrent un environnement intérieur de très bonne qualité. [7]

Les bâtiments bien isolés, construits selon les nouvelles normes, présentent une consommation annuelle moyenne réduite à moins de la moitié, soit 325 MJ/m^2 ou 10 litres de mazout, chiffre comparable à la consommation d'une voiture européenne moyenne pour 100 km. [7]

Les bâtiments à basse consommation d'énergie existants, non seulement bien isolés mais encore construits pour utiliser au mieux les gains solaires passifs, présentent une consommation annuelle de moins de 160 MJ/m^2 , soit environ 4 litres de mazout. Voilà enfin un chiffre comparable à la consommation d'une voiture économique. De tels bâtiments existent, sont habités et trouvés très confortables. Leur coût de construction est égal ou très légèrement supérieur (quelque pour-cent) à celui d'un bâtiment classique conforme aux normes modernes. Ce surcoût est dû en partie aux frais d'étude, ces bâtiments nécessitant une planification plus soignée que les constructions usuelles. Ils sont toutefois encore rares et l'on ne peut que regretter que l'on ose encore construire autre chose! [7]

I.3.1.4 Applications de l'énergétique du bâtiment

Pour limiter la consommation d'énergie à des valeurs raisonnables, il est nécessaire de savoir où agir. Il faut donc pouvoir prédire les flux d'énergie dans le bâtiment, afin d'agir là où les mesures d'économie d'énergie seront les plus efficaces et les mieux à même d'offrir un confort élevé. [7]

La connaissance des flux d'énergie au travers d'un bâtiment est nécessaire à la prise de décisions ou à la planification de travaux, notamment pour les tâches suivantes: [7]

- Tenir compte de tous les critères voulus dans le choix de stratégies possibles lors de rénovation ou de construction d'ensemble d'immeubles. Parmi les critères à envisager, il y a non seulement le coût, l'esthétique ou l'habitabilité, mais aussi la consommation d'énergie.
- dimensionner correctement les installations énergétiques, en calculant la puissance de pointe minimum nécessaire;
- prévoir la consommation annuelle et la minimiser en choisissant la variante la plus économique globalement, tout en tenant compte du confort et des contraintes architecturales.

Diminuer la consommation d'énergie primaire en minimisant tous ces flux, en les faisant passer aux bons endroits et en captant au mieux la chaleur de l'environnement (énergie solaire, pompes à chaleur) est un problème où la physique a déjà apporté des solutions et qui continue à être étudié. Les solutions à ce problème particulier peuvent entraîner des problèmes ailleurs, et en tous cas ont une influence sur les diverses caractéristiques du bâtiment. De ce fait, il ne faut pas se restreindre à des examens sectoriels pour résoudre des problèmes dans le bâtiment, mais toujours envisager toutes les conséquences d'une modification. [7]

Le but premier de ce cours est de présenter des modèles physiques du bâtiment, de ses installations et des occupants, permettant de mieux comprendre l'écoulement des flux d'énergie au travers du bâtiment.

CHAPITRE II : LES TRANSFERTS THERMIQUES

II.1. TRANSFERTS DE CHALEUR:

On appelle transferts de chaleur, les processus par lesquels de l'énergie est échangée sous forme de chaleur entre des corps ou des milieux à des températures différentes T_1 et T_2 . [3]

La chaleur peut être transmise par conduction, convection ou rayonnement. Bien que les trois processus puissent avoir lieu simultanément, l'un des mécanismes est généralement prépondérant. Par exemple, la chaleur est principalement transmise par conduction à travers les murs en brique d'une maison; l'eau dans une casserole placée sur une cuisinière est surtout chauffée par convection; la Terre reçoit sa chaleur du Soleil en grande partie par rayonnement. [3]

Le flux engendré dans le transfert est proportionnel à la différence de température $T_1 - T_2$ et à la section de passage S du flux:

$$\Phi = h S (T_1 - T_2) \quad (\text{II-1})$$

h : s'interprète comme un coefficient d'échange de chaleur.

Cependant, cette relation n'est valable qu'au premier ordre, car le plus souvent, le coefficient h dépend de la température. On introduira souvent la quantité Φ / S , qui est la densité de flux, et qui s'exprime en W/m^2 . Les différents modes de transferts de chaleur seront étudiés en détail dans la suite de ce cours. Le problème sera de déterminer le coefficient h dans chacun des modes envisagés ci-après. [3]

II.2. TRANSMISSION PAR CONDUCTION :

La conduction est le mode de transfert de chaleur existant dans un milieu donné sans qu'il y ait déplacement apparent de matière (des molécules). C'est ce qui se passe en particulier dans un milieu solide homogène (métal, paroi...), mais qui a lieu aussi dans les fluides immobiles. Donc dans ce cours nous ne nous intéresserons pas au mécanisme interne du transfert (par exemple diffusion des électrons d'une région à haute température vers une région à basse température dans les métaux, ou contact élastique entre les molécules pour les fluides). [8]

La conduction ne peut exister que s'il existe des écarts de températures (écoulement continu) c'est à dire si le gradient de température n'est pas nul. Dans le cas contraire le milieu est en équilibre thermique et aucun transfert de chaleur ne peut se produire. Pour que ce gradient de température existe, il faut une action externe au système pour pouvoir maintenir des conditions de températures données aux limites du système. [8]

Dans le domaine du Génie Civil la conduction est le mode privilégié rencontré dans les parois du bâtiment et le sol [8]. Donc d'un système matériel dont on connaît la géométrie et les caractéristiques physiques. Ce système est en contact avec des sources de chaleur. La façon dont ces sources agissent constitue les liaisons thermiques. La connaissance de ces sources et des liaisons thermiques constitue les conditions aux limites du système.

Si l'on admet que la température a toujours une valeur bien définie en chaque point et à chaque instant le problème à résoudre est donc la connaissance de la température en tout point et son évolution au cours du

temps. C'est la recherche du champ de température. De plus dans la plupart des cas la connaissance des quantités de chaleur transmises est primordiale.

Afin de simplifier les modèles et leurs résolutions, l'analyse est souvent faite en régime permanent des températures c'est à dire que la température en tout point M (x, y, z) est stable : c'est le *régime permanent*.

Dans la réalité, on se trouve toujours dans des conditions de *régime variable*. Dans ces conditions, la résolution de ces problèmes est malaisée et nécessite généralement le recours à des méthodes numériques.

La relation fondamentale de la transmission de la chaleur par conduction a été proposée par **FOURIER en 1822**. Pour bien comprendre cette loi, il faut au préalable définir un certain nombre de grandeurs physiques. [8]

II.2.1. Grandeurs physiques utilisées

II.2.1.1. Flux de chaleur à travers une surface

C'est la quantité de chaleur qui traverse la surface considérée pendant l'unité de temps. Le symbole utilisé est la lettre Φ . L'unité dans le système international est le Watt. [3, 8, 9]

$$d\Phi = d^2Q / dt \quad (\text{II-2})$$

II.2.1.2. Densité de flux de chaleur

C'est la quantité de chaleur qui traverse l'unité de surface pendant l'unité de temps. C'est donc le flux de chaleur par unité de surface (ou densité de flux). On le notera φ . L'unité dans le système international est le Watt / m². [3, 8, 9]

$$\varphi = d\Phi / dS \quad (\text{II-3})$$

II.2.1.3. Surfaces isothermes

Considérons dans un corps homogène un champ de température T défini en chaque point et à chaque instant par la fonction $T = f(x, y, z, t)$. **x, y, z** sont les variables spatiales, **t** est le temps. Dans tout le corps, on peut définir à l'instant **t** des surfaces qui constituent les lieux des points ayant la même température. Ce sont les **surfaces isothermes**.

Dans le cas particulier de régime permanent qui sera développé ultérieurement la température est indépendante du temps et les surfaces isothermes sont fixes.

Remarque importante :

Deux surfaces isothermes ne peuvent se couper car on aurait alors deux températures différentes en un même point ce qui est physiquement impossible. [8]

II.2.1.4. Gradient de température

Considérons deux surfaces $\Sigma(T)$ et $\Sigma(T+dT)$ et $00'$ leur normale commune. On définit au point 0 le vecteur gradient de température \overrightarrow{gradT} dont le module est égal à dT/dn . Ce vecteur est en tout point normal à la surface isotherme passant par ce point. Dans un système de coordonnées cartésiennes nous avons [8]:

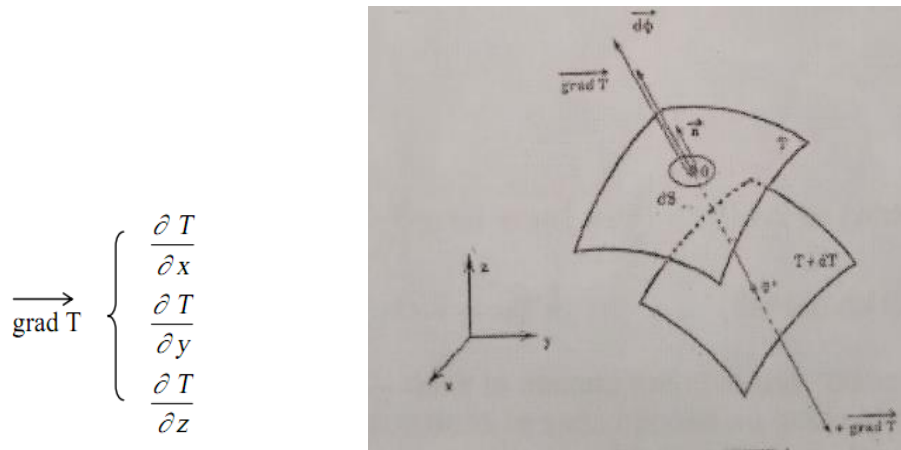


Figure II.1: Gradient de température de deux surfaces isothermes [8]

II.2.2. Loi de FOURIER

Considérons un milieu solide D dans lequel une surface élémentaire dS est orientée par sa normale unitaire \vec{n} . [8]

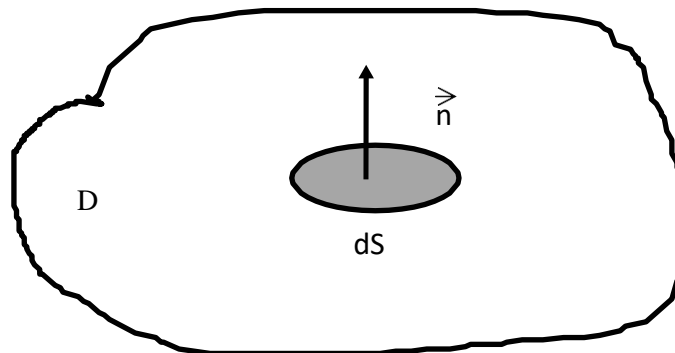


Figure II.2: La normale unitaire d'un milieu solide [8]

La quantité de chaleur d^2Q qui traverse la surface dS pendant l'intervalle de temps dt dans le sens de la normale n est donnée par la loi de Fourier [3, 8]:

$$d^2Q = -\lambda \cdot \overline{\text{grad } T} \cdot \vec{n} \cdot dS \cdot dt \tag{II-4}$$

λ est un coefficient appelé conductivité thermique du matériau (en W/m.°C)

On a également :

$$d\Phi = \frac{d^2Q}{dt} = -\lambda \cdot \overline{\text{grad } T} \cdot \vec{n} \cdot dS \quad (\text{flux de chaleur}) \tag{II-5}$$

$$\text{et : } d\phi = \frac{d^2Q}{dt \cdot dS} = -\lambda \cdot \overline{\text{grad } T} \cdot \vec{n} \quad (\text{densité de flux de chaleur}) \tag{II-6}$$

La présence du signe - dans le second membre des relations signifie que le flux de chaleur progresse dans le sens opposé au gradient de température c'est à dire des températures les plus élevées vers les températures les plus basses (ce qui est du bon sens physique). [8]

Si la surface dS est située sur une surface isotherme les vecteurs $\text{grad } T$ et n seront alors colinéaires d'où :

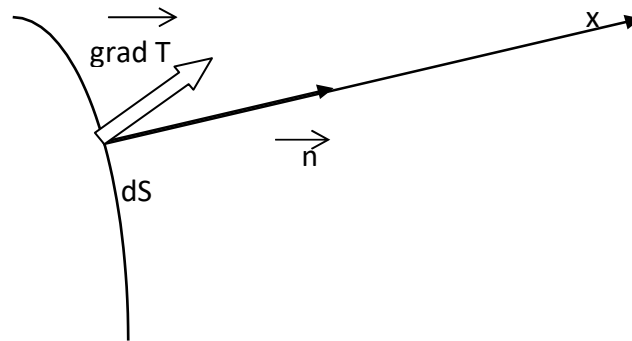


Figure II.3: La colinéarité du gradient de température et la normale unitaire d'une surface isotherme [8]

$$d^2Q = -\lambda \frac{dT}{dx} dS dt \quad (\text{II-7})$$

$$\text{ou } d\Phi = -\lambda \frac{dT}{dx} dS \quad \varphi = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (\text{II-8})$$

II.2.3. Conductivité thermique :

C'est la propriété physique d'un matériau qui caractérise sa capacité à conduire plus ou moins facilement la chaleur. Contrairement à l'électricité où il existe des matériaux complètement isolants, pour la conduction il n'existe pas de matériau totalement isolant. Plus un matériau est conducteur de la chaleur, plus sa conductivité thermique est élevée.

Tableau II.1 : Conductivité thermique λ [W/mK] de quelques matériaux [10]

Matériaux conducteurs	Conductivité thermique (λ [W/mK])	Matériaux isolants	Conductivité thermique (λ [W/mK])
Aluminium	230.00	Eau	0.660
Cuivre	380.00	Plâtre haute densité	0.500
Fonte	56.00	Caoutchouc	0.400
Acier	52.00	Plaques de plâtre	0.350
Plomb	35.00	Béton cellulaire	0.270
Granite	3.00	Bois naturel (Chêne)	0.230
Pierre froide (Marbre)	2.90	Plexiglas	0.190
Ardoise	2.10	Panneaux particules de bois	0.140
Polycarbonate alvéolaire	2.00	Liège comprimé	0.100
Pierre meulière	1.80	Carton	0.070
Béton plein	1.75	Fibres minérales (LV/LR)	0.040
PVC	1.70	Laine de verre	0.040
Enduit ciment	1.15	Paille	0.040
Terre cuite (Brique)	1.15	Polyuréthane expansé	0.039
Verre	1.15	Polyuréthane extrudé	0.033
Pierre tendre	1.00	Air	0.028

Remarque : La conductivité thermique d'un matériau est fonction de :

1. Sa densité : plus un matériau est léger plus il est isolant.
2. Sa température : plus un matériau est chaud plus il est conducteur.
3. Sa teneur en eau (humidité) : plus un matériau est humide plus il est conducteur.

II.2.4. Résistance thermique :

On parle de résistance thermique **R** pour désigner la capacité d'un matériau ou d'une paroi à éviter la transmission de la chaleur (flux thermique Φ). Cette unité de mesure est exprimée en (m². K/W). Elle constitue en fait son pouvoir isolant qui est d'autant plus fort que le R est élevé. Elle dépend du coefficient de conductivité thermique (λ) du matériau et de son épaisseur. Son inverse est **la conductance thermique**. [11]

II.2.5. Conductance thermique :(dite aussi Coefficient de transfert thermique)

Le coefficient de transfert thermique d'une paroi est noté "U" (ou anciennement "K") et caractérise la quantité de chaleur traversant une paroi, en régime permanent, par unité de temps, par unité de surface et par unité de différence de température entre les ambiances situées de part et d'autre de la dite paroi. [10]

U (K): Coefficient de transmission thermique en (Watt / m². Kelvin)

e : épaisseur du matériau en m (mètre)

λ : Lambda coefficient de conductivité des matériaux (Verre, béton, bois) Voir tableau II.1

R : Résistance thermique (m². Kelvin /Watt)

$$U = 1/R \tag{II-9}$$

Donc : La conductance thermique d'un mur est l'inverse de la résistance thermique unitaire (par unité de surface), y compris les échanges superficiels (voir partie convection).

II.2.6. Calcul de la résistance thermique :

II.2.6.1. Paroi homogène à faces parallèles: (Paroi monocouche) [12]

La conduction pour une paroi homogène de conductivité " λ " et d'épaisseur "e" en régime permanent, le flux de chaleur est donné par l'équation suivante : $\Phi = A \frac{\lambda}{e} (T_1 - T_2)$ (II-10)

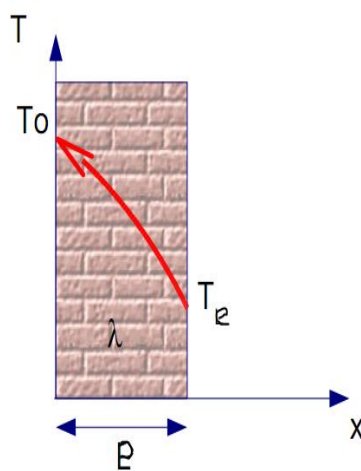


Figure II.4: Paroi monocouche

On a : $\Phi = -\lambda \frac{dT}{dx} dS$ avec : $S = cte = A$, Alors : $\Phi \frac{dx}{A} = -\lambda dT$ (II-11)

$$\frac{\Phi}{A} \int_0^e dx = -\lambda \int_{T_0}^{T_e} dT \Rightarrow \frac{\Phi}{A} e = \lambda (T_0 - T_e)$$
 (II-12)

D'où : $\Phi = A \frac{\lambda}{e} (T_0 - T_e)$, (II-13)

Résistance thermique: $R_\lambda = \frac{e}{\lambda A}$ (II-14)

Conductance thermique: $K_\lambda = 1/R_\lambda = \frac{\lambda A}{e}$ (II-15)

Résistance thermique spécifique (ou par unité de surface) : $R = 1/K_\lambda$
 $= A R_\lambda$ Conductance thermique spécifique (ou par unité de surface) :
 $K = K_\lambda / A$ (II-16)

[12]

On obtient : $\Phi = \frac{\Delta T}{R} = K \Delta T$ (Flux de chaleur spécifique) (II-17)

$$\varphi = \frac{\Delta T}{R_\lambda} = K_\lambda \Delta T \text{ (Densité spécifique de flux de chaleur)} \quad (\text{II-18})$$

Ces expressions sont vraies en régime permanent, c'est-à-dire quand la température ne dépend pas du temps. Dans ce cas il y a **conservation du flux**.

Pour une surface donnée, si l'on veut réduire le flux de chaleur, on peut :

- 1) Diminuer la valeur de la conductivité thermique du matériau utilisé.
- 2) Augmenter l'épaisseur de la paroi.

II.2.6.1.1. Evolution de la température dans le mur : [3, 13, 14]

Un tel problème unidimensionnel est connu sous le nom de problème du mur, c'est-à-dire d'un milieu limité par deux plans parallèles, dans lequel la chaleur se propage uniquement suivant la normale à ces plans. Le gradient de température est par conséquent porté par cette normale. Les isothermes sont des plans parallèles aux faces.

Un tel champ thermique est unidirectionnel. Dans ce cas, la température T n'est fonction que de l'abscisse x .

Considérons une paroi d'épaisseur « e » séparant deux domaines où règnent des températures respectives T_1 et T_2 , avec T_1 supérieure à T_2 .

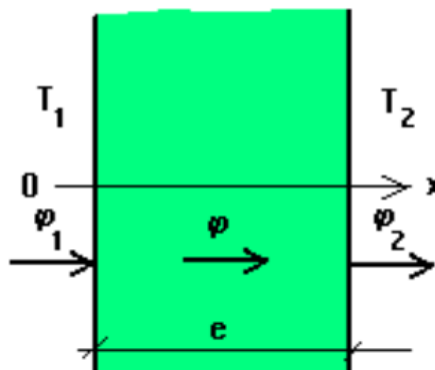


Figure II.5 : Problème du mur en régime permanent [3]

Si le phénomène considéré est en régime permanent, les températures n'évoluent plus. C'est donc que l'on a atteint un régime d'équilibre entre l'apport de chaleur à travers la face chaude de la paroi, et la déperdition de chaleur à travers la face froide:

$$S \cdot \varphi_1 = S \cdot \varphi_2 \quad (\text{II-19})$$

$$\text{Flux entrant} = \text{Flux sortant}$$

Dans l'hypothèse d'un déséquilibre, si: $S \cdot \varphi_1 - S \cdot \varphi_2 = S \Delta \varphi > 0$ (II-20)

La quantité de chaleur excédentaire $S \Delta \varphi$ accumulée chaque seconde dans la paroi, est liée aux caractéristiques physiques de cette paroi par l'expression:

$$S \Delta \varphi = \frac{m C_p \Delta T}{\Delta t} \quad (\text{II-21})$$

Et c'est cette accumulation de chaleur qui entraîne une augmentation de température de la paroi.
Par contre, en régime permanent, on a:

$$m C_p \frac{\Delta T}{\Delta t} = 0 \quad (\text{II-22})$$

Ce qui s'intègre immédiatement, pour donner le profil de température dans le mur, qui varie linéairement en fonction de x :

$$m C_p T(x) = a x + b \quad (\text{II-23})$$

Pour déterminer les valeurs des constantes **a** et **b** qui définiront une solution particulière, on peut envisager plusieurs types de conditions de surface appliquées à ce mur, selon la nature du problème physique à résoudre.

Application : [3]

Dans le cas d'un mur simple à faces isothermes. L'une des configurations possibles est d'imaginer que chacune des parois est maintenue à une température constante et connue. Ce sera par exemple le cas pour une maison qu'on désire chauffer à une température intérieure T_1 pendant qu'il règne une température extérieure T_2 .

Pour $x = 0$, on aura : $m C_p T_1 = b$ (II-24)

Pour $x = e$, on aura : $m C_p T_2 = a e + b$ (II-25)

D'où on tire : $m C_p (T_2 - T_1) = a e$ et $a = m C_p (T_2 - T_1) / e$ (II-26)

Le profil de température dans la paroi a en définitive pour l'expression :

$$m C_p T(x) = [m C_p (T_2 - T_1) / e] x + m C_p T_1 \quad (\text{II-27})$$

soit encore : $T(x) = T_1 - (T_1 - T_2) x / e$ (II-28)

Le profil de température est linéaire, avec un gradient égal à $-(T_1 - T_2) / e$

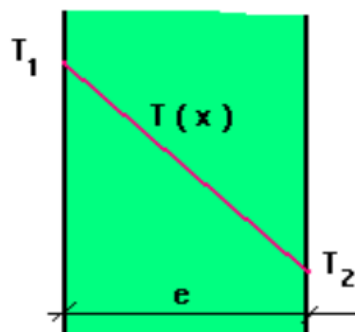


Figure II.6 : Le profil de température d'un mur en régime permanent [3]

La densité de flux thermique à travers le mur est donnée par la loi de Fourier: $\varphi = -\lambda dT/dx$ (II-29)

Le gradient étant constant, ce débit de chaleur a une valeur constante quelle que soit l'abscisse x dans la paroi. La température ne variera donc pas en fonction du temps. C'est le régime permanent.

$$\phi = - \lambda (T_1 - T_2) / (x_1 - x_2) \tag{II-30}$$

soit:

$$\phi = \lambda (T_1 - T_2) / e \quad (\text{en W/m}^2) \tag{II-31}$$

Le flux thermique transmis par conduction à travers la paroi est donc:

$$\Phi = S \phi = \lambda S (T_1 - T_2) / e \quad (\text{en W}) \tag{II-32}$$

On voit qu'il existe une relation de proportionnalité entre le flux thermique transmis par conduction à travers la paroi et la différence de température $T_1 - T_2$:

$$T_1 - T_2 = (e / \lambda S) \Phi = R \Phi \tag{II-33}$$

En électricité, la loi d'Ohm indique que la différence de potentiel aux bornes d'un conducteur ohmique est proportionnelle au produit de sa résistance par l'intensité I du courant qui le traverse : $\Delta U = R I$. En **thermique**, on peut procéder par **analogie**. Le flux thermique correspond à l'intensité électrique. La différence de température est associée à la différence de potentiel. On introduit alors une **résistance thermique**, de sorte que :

Tableau II.2 : Analogie électrique [12]

Conduction électrique	Transfert thermique
Différence de potentiel : ΔU	Différence de température : ΔT
Courant électrique (Intensité) : I	Flux de chaleur : Φ
Résistance électrique : R	Résistance thermique R_λ
Loi d'Ohm : $\Delta U = R I$	$\Delta T = R_\lambda \Phi$
$I = \frac{A}{\rho \times e} (U_1 - U_2)$	$\Phi = A \frac{\lambda}{e} (T_1 - T_2)$
$R = \frac{\rho \times e}{A}$	$R_\lambda = \frac{e}{\lambda A}$

II.2.6.2. Paroi composite à faces parallèles: (Paroi multicouches) [12]

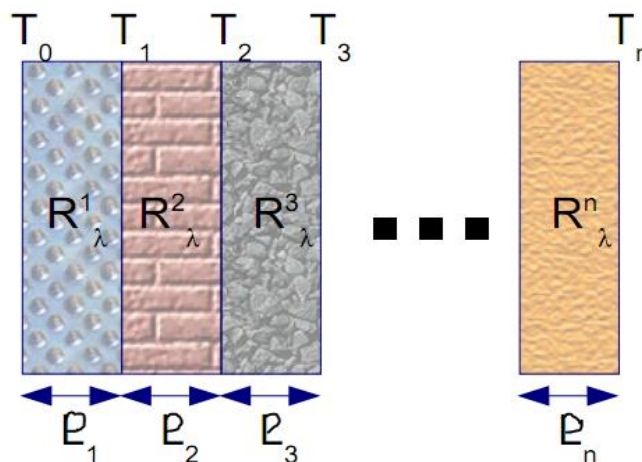


Figure II.7 : Résistance thermique d'un mur composite : association en série [12]

On considère un mur plan de dimensions pratiquement infinies, constitué de n couches de matériaux différents en série (voir Figure II.7). Pas de perte ou production de chaleur : Φ est identique dans tout le solide. Les couches ont par contre des résistances thermiques différentes ($R_{\lambda}^1, R_{\lambda}^2, R_{\lambda}^3, \dots, R_{\lambda}^n$). On écrit :

$$\left. \begin{aligned} \Phi = \frac{T_0 - T_1}{R_{\lambda}^1} \longrightarrow T_0 - T_1 &= \Phi R_{\lambda}^1 \\ \Phi = \frac{T_1 - T_2}{R_{\lambda}^2} \longrightarrow T_1 - T_2 &= \Phi R_{\lambda}^2 \\ \Phi = \frac{T_2 - T_3}{R_{\lambda}^3} \longrightarrow T_2 - T_3 &= \Phi R_{\lambda}^3 \\ \dots\dots\dots \\ \Phi = \frac{T_{n-1} - T_n}{R_{\lambda}^n} \longrightarrow T_{n-1} - T_n &= \Phi R_{\lambda}^n \end{aligned} \right\} + \text{Ensuite, on additionne les } n \text{ équations, et il vient :}$$

$$T_0 - T_n = \Phi (R_{\lambda}^1 + R_{\lambda}^2 + R_{\lambda}^3 + \dots + R_{\lambda}^n)$$

$$T_0 - T_n = \Phi \frac{1}{A} (R^1 + R^2 + R^3 + \dots + R^n)$$

$$T_0 - T_n = \Phi \frac{1}{A} \left(\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n} \right) \text{ d'où : } R_{\text{Totale}} = R_{\lambda}^1 + R_{\lambda}^2 + R_{\lambda}^3 + \dots + R_{\lambda}^n$$

II.2.6.3. Résistance thermique d'un mur composite : (association en parallèle) [12]

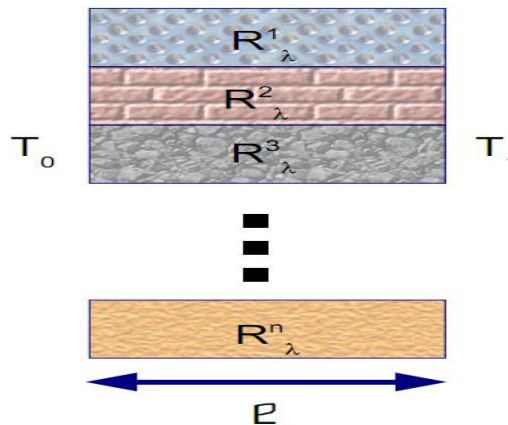


Figure II.8 : Résistance thermique d'un mur composite : association en parallèle [12]

Soit un mur plan de dimensions pratiquement infinies, constitué de n couches de matériaux différents en parallèle (voir Figure II.8). Pas de perte ou production de chaleur. Les couches ont des résistances thermiques différentes ($R_{\lambda}^1, R_{\lambda}^2, R_{\lambda}^3, \dots, R_{\lambda}^n$) et des flux différents ($\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \dots, \Phi_n$). En utilisant la loi d'association des résistances en parallèle. On peut écrire :

$$\Phi_1 = \frac{T_0 - T_1}{R_{\lambda}^1}, \Phi_2 = \frac{T_0 - T_1}{R_{\lambda}^2}, \Phi_3 = \frac{T_0 - T_1}{R_{\lambda}^3}, \dots, \Phi_n = \frac{T_0 - T_1}{R_{\lambda}^n}$$

$$\Phi = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \dots + \Phi_n = (T_0 - T_1) \left(\frac{1}{R_{\lambda}^1} + \frac{1}{R_{\lambda}^2} + \frac{1}{R_{\lambda}^3} + \dots + \frac{1}{R_{\lambda}^n} \right)$$

$$\Phi = (T_0 - T_1) A \left(\frac{1}{R^1} + \frac{1}{R^2} + \frac{1}{R^3} + \dots + \frac{1}{R^n} \right)$$

$$\Phi = (T_0 - T_1)A \left(\frac{\lambda_1}{e_1} + \frac{\lambda_2}{e_2} + \frac{\lambda_3}{e_3} + \dots + \frac{\lambda_n}{e_n} \right)$$

Exemple d'application

Soit un mur composite (brique + plâtre) avec une porte simple et une fenêtre à double vitrage.

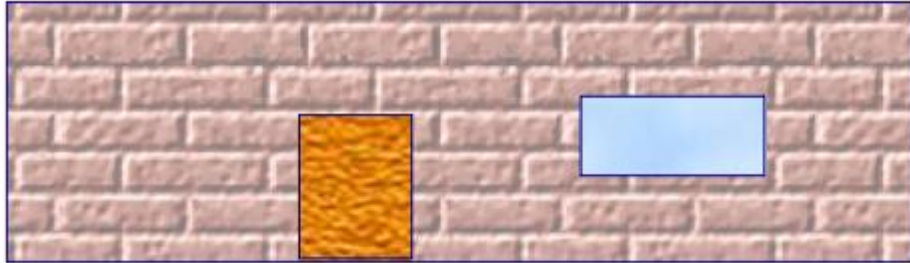


Figure II.9 : Schéma de l'exemple d'application [12]

Mur // porte // fenêtre

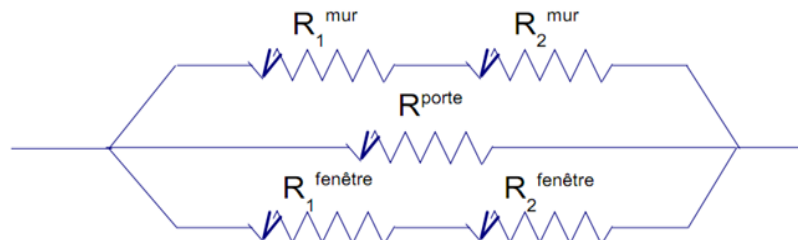


Figure II.10 : Analogie électrique de l'exemple d'application [12]

$$\frac{1}{R_{\text{équiv.}}} = \frac{1}{(R_1^{mur} + R_2^{mur})} + \frac{1}{R_1^{porte}} + \frac{1}{(R_1^{fenêtre} + R_2^{fenêtre})} \tag{II-34}$$

II.3. TRANSMISSION PAR CONVECTION :

En général, une paroi est en contact avec un fluide sur chacune de ses faces. C'est le cas par exemple d'une paroi de bâtiment qui est en contact avec l'air ou autre fluide. Quand il y a transfert de chaleur par conduction au sein de la paroi, il y a aussi un échange de chaleur entre le fluide et la surface de la paroi. Cet échange est dû principalement au mouvement du fluide le long de la paroi. Il s'agit d'un échange convectif.

II.3.1. Le flux de chaleur à travers une surface:

Le flux de chaleur transmis par convection à l'interface entre la paroi et le fluide est proportionnel à l'écart de température entre la surface de la paroi et le fluide. [8]

$$d\Phi = d^2Q / dt \tag{II-35}$$

Considérons sur la surface d'un corps solide un élément d'aire \$dS\$ à la température \$T_p\$. Si le corps est au contact d'un milieu fluide en mouvement caractérisé par une température \$T_\infty\$, la quantité de chaleur \$dQ\$ qui traverse \$dS\$ pendant le temps \$dt\$ peut s'écrire: [3]

$$d^2Q = h(T_p - T_\infty)dS dt \tag{II-36}$$

$$d\Phi = h (T_p - T_\infty) dS$$

$$\Phi = h A (T_p - T_\infty) \quad (\text{Le flux de chaleur transmis par convection})$$

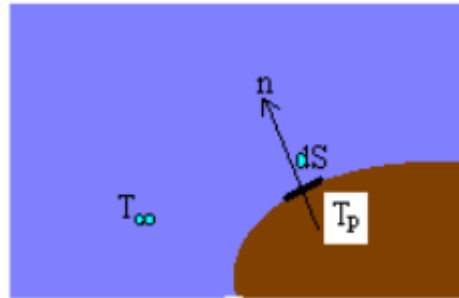


Figure II.11 : Transmission par convection (présentation physique) [3]

Le coefficient h est la conductance thermique de convection, ou coefficient d'échange thermique par convection. Il s'exprime en $W/(m^2.K)$.

En appliquant l'analogie électrique ($U = RI$)

$$(T_p - T_\infty) = \frac{\Phi}{hxA} = R \times \Phi \longrightarrow R = \frac{1}{hxA} \quad (\text{II-37})$$

R : Résistance thermique d'échange superficiel [K/W].

II.3.2. Le flux de chaleur à travers une paroi: [15]

L'échange thermique depuis l'environnement ou depuis une construction vers l'environnement peut s'opérer par convection et par rayonnement. Il y a lieu de distinguer l'extérieur (h_{se}) et l'intérieur (h_{si}).

Ces valeurs sont déterminées de façon expérimentale et tiennent compte des facteurs suivants:

- la vitesse de convection;
- le coefficient de conductivité thermique des matières;
- la rugosité de la surface;
- la température des deux surfaces;
- la situation du mur et le sens du flux thermique.

II.3.3. Résistance à l'échange thermique (R_{se} ou R_{si}) [15]

Nous devons établir une distinction entre l'extérieur (R_{se}) et l'intérieur (R_{si}) du bâtiment.

Cette résistance est:

- l'inverse du coefficient d'échange thermique (h);
- fonction du sens du flux thermique;
- fonction du déplacement d'air contre le mur.

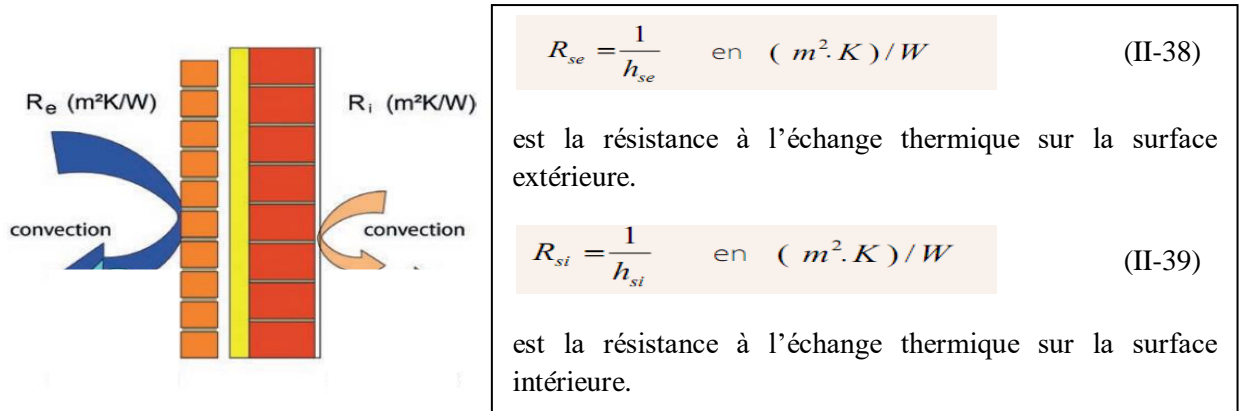


Figure II.12 : Résistances de transmission par convection [15]

- R_s en $(m^2.K)/W$ est la résistance à l'échange thermique d'une couche d'air dans des châssis équipés de plusieurs couches de vitrage.
- R_g en $(m^2.K)/W$ est la résistance à l'échange thermique d'une couche d'air dans un mur dont $d \leq 300$ mm.
- R_u en $(m^2.K)/W$ est la résistance à l'échange thermique d'une couche d'air dans un mur dont $d > 300$ mm.

Remarque 1:

Dans de nombreux cas, il n'est pas nécessaire de calculer toutes les valeurs U. En ce qui concerne la valeur U des portes, des fenêtres et des assemblages les plus courants, nous utilisons des tableaux (EN ISO 10077-1). [15, 16]

Remarque 2 :

Pour les parois entre couches d'air, nous utilisons les valeurs $R_{si} = 0,13 (m^2.K)/W$ ou $R_{se} = 0,04 (m^2.K)/W$ que nous retrouvons dans de tableau II.3 ou qui sont explicitées par une illustration où figure le sens du flux de chaleur (Figure II.13). Ces valeurs tiennent compte du sens du flux de chaleur, à l'horizontale, à la verticale vers le haut ou à la verticale vers le bas ($0,17 (m^2.K)/W$) ainsi que d'une coulisse ventilée ou non ventilée. [15]

Tableau II.3 : Résistances superficielles des parois entre couches d'air [10]

RESISTANCES SUPERFICIELLES EN $m^2 \cdot \text{Kelvin} / \text{Watt}$		PAROI EN CONTACT AVEC L'EXTERIEUR			PAROI EN CONTACT AVEC UN AUTRE LOCAL (Chauffé ou non) un comble ou un vide sanitaire		
		R_{si}	R_{se}	$R_{si}+R_{se}$	R_{si}	R_{se}	$R_{si}+R_{se}$
PAROI VERTICALE		0,13	0,04	0,17	0,13	0,13	0,26
PAROI HORIZONTALE AVEC FLUX ASCENDANT		0,10	0,04	0,14	0,10	0,10	0,20
PAROI HORIZONTALE AVEC FLUX DESCENDANT		0,17	0,04	0,21	0,17	0,17	0,34

$$R_T = \underbrace{R_{si}}_{\text{circled}} + \sum \frac{d}{\lambda} + \sum R_g + \sum R_u + \underbrace{R_{se}}_{\text{circled}} \quad \text{(II-40)}$$

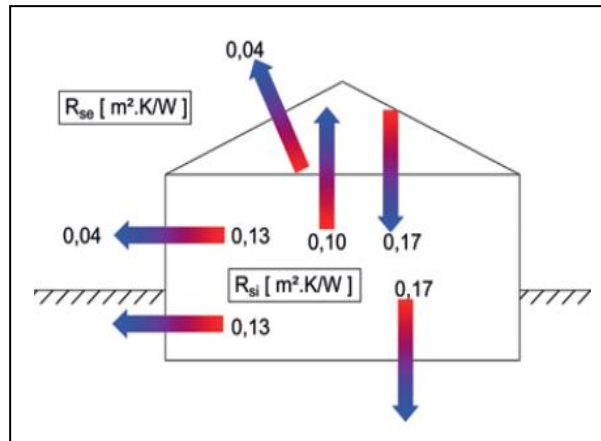


Figure II.13 : Résistances superficielles (dans un exemple) [15]

Tableau II.4 : Résistances superficielles de quelques éléments de la construction [15]

Sens du flux de chaleur	Élément	R_{si} en $(m^2 \cdot K)/W$	R_{se} en $(m^2 \cdot K)/W$
↔	mur, fenêtre	0,13	0,04
↑	toit, plafond	0,10	0,04
↓	plancher	0,17	0,04

Remarque 3 :

Nous trouvons les valeurs R des matériaux non homogènes dans le tableau II.5. Nous les représentons par R_u et nous les exprimons en $(m^2.K)/W$. Un exemple typique en est une voûte en béton avec ouvertures d'aération ayant pour but de ventiler la construction et d'alléger la voûte. (NBN EN ISO 6946). [15, 32]



Figure II.14 : Photo de quelques matériaux non homogènes [15]

$$R_T = R_{si} + \sum \frac{d}{\lambda_U} + \sum R_g + \sum R_u + R_{se} \tag{II-41}$$

Nous considérons les combles ventilés naturellement (EANC) et les espaces non chauffés sous toiture ($d > 300$ mm) comme une couche homogène du point de vue thermique (tableau II.6).

Tableau II.5 : Résistances thermiques des matériaux non homogènes [15]

Matériaux		Epaisseur/ hauteur des éléments	R_u ($m^2.K$) / W
Maçonnerie de blocs creux en béton lourd ($\rho > 1200 \text{ kg/m}^3$)		d = 14 cm	0,11
		d = 19 cm	0,14
		d = 29 cm	0,20
Maçonnerie de blocs creux en béton léger ($\rho < 1200 \text{ kg/m}^3$)		d = 14 cm	0,30
		d = 19 cm	0,35
		d = 29 cm	0,45
Dalles de plancher rugueuses préfabriquées en hourdis de terre cuite	1 cavité dans le sens du flux	d = 8 cm	0,08
		d = 12 cm	0,11
	2 cavités dans le sens du flux	d = 12 cm	0,13
		d = 16 cm	0,16
Dalles de sol rugueuses préfabriquées en béton lourd (avec hourdis)		d = 20 cm	0,19
		d = 12 cm	0,11
		d = 16 cm	0,13
Plaques de plâtre entre deux couches de carton		d = 20 cm	0,15
		d < 1.4 cm	0,05
		d ≥ 1.4 cm	0,08

Tableau II.6 : Résistances thermiques des combles non chauffés sous toiture (EANC). [15]

Caractéristiques du toit	R_u ($m^2.K$) / W
1. toiture en tuiles sans étanchéité ou sans sous-toiture	0,06
2. toiture en tuiles avec étanchéité ou avec sous-toiture	0,02
3. comme (2), mais avec revêtement réfléchissant à faible valeur de rayonnement	0,30
4. toiture avec voligeage et étanchéité	0,30

Remarque 3 :




Nous trouvons les valeurs R des couches d'air non ventilées dans le tableau II.7. Nous les représentons par R_g et nous les exprimons en ($m^2.K$)/W. Les valeurs R_g dépendent: [15]

- du type de couche d'air, de son épaisseur, de la géométrie, du rapport d/l ou d/b < 0,1 et de la pente;
- de la ventilation de la couche d'air: ventilation nulle, moyenne ou forte;
- du sens du flux d'air: horizontal, ascendant ou descendant;
- de la chaleur de rayonnement des surfaces attenantes (p.ex. double vitrage).

$$R_T = R_{si} + \sum \frac{d}{\lambda_U} + \sum R_g + \sum R_u + R_{se}$$

(II-42)

Tableau II.7: Résistances thermiques des couches d'air non ventilées [15]

Résistance thermique R_g des couches d'air ($d \leq 300$ mm)			
Epaisseur de la couche d'air (mm)	Sens du flux thermique		
	Du bas vers le haut 	Horizontal 	Du haut vers le bas 
$0 < d < 5$	0	0	0
$5 \leq d < 7$	0,11	0,11	0,11
$7 \leq d < 10$	0,13	0,13	0,13
$10 \leq d < 15$	0,15	0,15	0,15
$15 \leq d < 25$	0,16	0,17	0,17
$25 \leq d < 50$	0,16	0,18	0,19
$50 \leq d < 100$	0,16	0,18	0,21
$100 \leq d < 300$	0,16	0,18	0,22
300	0,16	0,18	0,23

II.3.4. Calcul de la résistance thermique :

3) Pour un mur monocouche en contact avec deux fluides :

$$R = \frac{1}{h_{si}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_{se}} \quad \longrightarrow \quad K = \frac{1}{\frac{1}{h_{si}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_{se}}} \quad (\text{II-43})$$

4) Pour un mur multicouche en contact avec deux fluides :

$$R = \frac{1}{h_{si}} + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{se}} \quad \longrightarrow \quad K = \frac{1}{\frac{1}{h_{si}} + \sum_{i=1}^n \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_{se}}} \quad (\text{II-44})$$

II.4. TRANSMISSION PAR RAYONNEMENT :**II.4.1. Introduction:**

Tous les corps solides, liquides ou gazeux émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de leur énergie interne. Pour le thermicien, il s'agit d'un flux de chaleur émis par le corps considéré.

Une onde électromagnétique est un phénomène ondulatoire caractérisé par sa période « T (s) » et sa longueur d'onde « λ (m) » la vitesse de propagation de l'onde est appelée célérité « c (m/s) ». Les relations entre ces différentes grandeurs sont : [17]

5) Fréquence : $f = 1/T$

6) Longueur d'onde : $\lambda = c.T = c/f$

La vitesse des ondes électromagnétiques dans le vide est : $c = 3 \cdot 10^8 \text{ ms}^{-1}$, et dans un milieu d'indice n la vitesse de propagation est $v = c/n$, avec n indice du milieu.

Ce rayonnement thermique n'est pas une onde monochromatique. Il est composé de radiations de longueurs d'onde différentes, comprises entre $0,1 \mu\text{m}$ et $100 \mu\text{m}$, donnant des spectres continus dans le cas des solides, ou des spectres de bandes dans le cas de certains gaz.

Cette gamme de $0,1 \mu\text{m}$ à $100 \mu\text{m}$ ne représente qu'une toute petite portion du spectre des ondes électromagnétiques, qui s'étend de $10^{-8} \mu\text{m}$ pour les rayons cosmiques jusqu'à plusieurs km pour les ondes hertziennes.

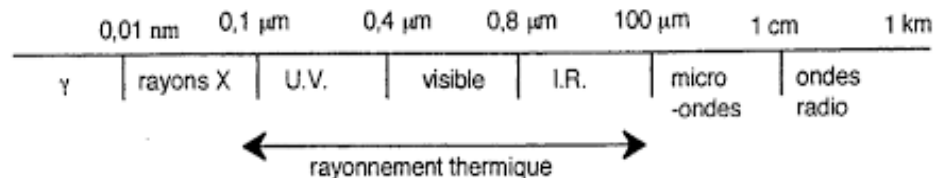


Figure II.15 : *spectre des ondes électromagnétiques.* [19]

Dans ce domaine de $0,1 \mu\text{m}$ à $100 \mu\text{m}$, nos sens sont capables de percevoir le rayonnement thermique sous la forme d'une sensation de chaleur.

A l'intérieur d'une bande encore plus étroite comprise entre $0,4 \mu\text{m}$ et $0,8 \mu\text{m}$, appelée spectre visible, le rayonnement devient sensible à la rétine de notre œil. Nous réserverons le nom de lumière exclusivement à cette partie visible du rayonnement thermique.

Le rayonnement thermique dans la partie non visible du spectre porte le nom d'ultraviolet (U.V) du côté des courtes longueurs d'onde (de $0,1$ à $0,4 \mu\text{m}$), et d'infrarouge (IR) du côté des grandes longueurs d'onde (de $0,8$ à $100 \mu\text{m}$).

La propagation du rayonnement thermique s'effectue dans le vide en ligne droite, et à la vitesse de la lumière, sans aucune diminution de l'énergie transportée. On dit, de ce fait, que **le vide** est un milieu **parfaitement transparent**.

La plupart des gaz simples (O_2 , H_2 , N_2) sont également des milieux **parfaitement transparents**. [19]

Par contre, certains gaz composés (en particulier CO_2 , H_2O , CO), sont en revanche dits partiellement transparents, car la propagation s'y accompagne d'une diminution de l'énergie transportée, ce qui accroît d'autant l'énergie interne du gaz traversé. Certains liquides et solides (plastiques, verres) entrent également dans cette catégorie.

La grande majorité des liquides et solides sont au contraire dits **opaques**, car ils arrêtent la propagation de tout rayonnement dès leur surface.

Un rayonnement incident Φ_i qui arrive sur un corps opaque, est en partie réfléchi (Φ_r), tandis que le reste est absorbé (Φ_a) sous forme de chaleur au voisinage de l'impact.

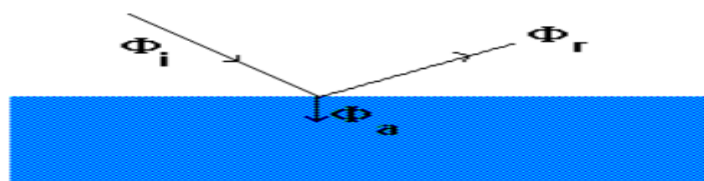


Figure II.16: *Rayonnement incident d'un corps opaque.* [19]

II.4.2. Classification

Les grandeurs physiques seront distinguées selon :

- ❖ La composition spectrale du rayonnement.
 - Si la grandeur est relative à l'ensemble du spectre elle est dite totale.
 - Si elle concerne un intervalle spectral étroit $d\lambda$ autour d'une longueur d'onde λ , elle est dite monochromatique : G_λ .
- ❖ La distribution spatiale du rayonnement.
 - Si la grandeur est relative à l'ensemble des directions de l'espace, elle est dite hémisphérique.
 - Si elle caractérise une direction donnée de propagation, elle est dite directionnelle : G_x .

Lorsque l'on étudiera l'équilibre thermique d'un système, tout corps composant ce système devra être considéré d'un double point de vue:

- comme **émetteur**, car il sera toujours la source d'un rayonnement dépendant de sa température (sauf si ce corps est parfaitement transparent).
- comme **récepteur**, car il recevra des rayonnements émis, réfléchis ou diffusés par les corps qui l'entourent. Une partie du flux reçu sera absorbé, et le reste sera réfléchi ou diffusé.

II.4.3. Rayonnement des corps opaques

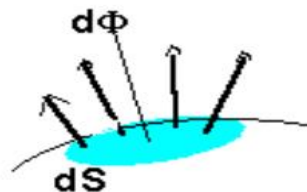
II.4.3.1. Corps opaques émetteurs de rayonnement : Si le corps opaques est considéré en tant qu'émetteurs de rayonnement on aura.

➤ Flux d'une source

On désigne ainsi la puissance thermique émise par une source dans tout l'espace où elle peut rayonner. Ce flux sera noté Φ et exprimé en Watt.

➤ Emittance

C'est le flux total émis par unité de surface de la source. On considère globalement la puissance $d\Phi$ émise par un élément de surface dS dans l'ensemble des directions où il peut rayonner (c'est-à-dire dans un hémisphère de 2π stéradian limité par le plan tangent à dS en son centre), et on divise ce flux par l'aire de dS . L'émittance est notée M . Son unité est le Watt/m².



$$\text{Emittance } M = \frac{d\Phi}{dS} \quad (\text{II-45})$$

Figure II.17: L'émittance d'un corps opaque. [19]

II.4.3.2. Corps opaques récepteurs de rayonnement : [8]

On va définir d'autres grandeurs intervenant dans l'analyse de l'éclairement d'un corps opaque par un rayonnement incident.

➤ **Éclairement**

C'est l'homologue de l'émittance pour une source. L'éclairement est le flux total reçu par unité de surface réceptrice, en provenance de l'ensemble des directions. $E = \frac{d\Phi}{dS}$ s'exprime en W/m^2 .

➤ **Réception du rayonnement par un solide : (Réflexion, absorption et transmission)**

1. Une fraction ρ de cette **puissance totale incidente** Φ_i sera réfléchi par le corps, c'est-à-dire renvoyée sans avoir pénétré dans le matériau.
2. Une autre fraction α sera absorbée dans la masse du récepteur, constituant un apport énergétique pour ce dernier.
3. Enfin, une troisième et dernière fraction τ peut éventuellement traverser entièrement le corps récepteur et ressortir de l'autre côté. On dit alors qu'elle est transmise.

Si Φ_i désigne le flux total incident,

Φ_r le flux total réfléchi,

Φ_a le flux total absorbé,

Φ_t le flux total transmis,

La conservation de l'énergie s'exprime par la relation:

$$\Phi_i = \Phi_r + \Phi_a + \Phi_t \quad (\text{II-46})$$

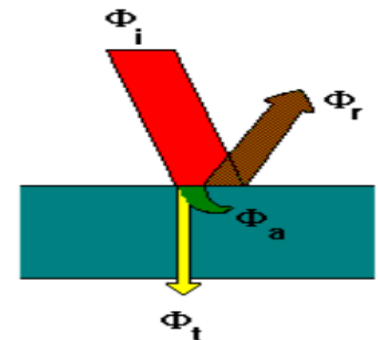


Figure II.18: Rayonnement incident d'un corps solide. [19]

On désignera sous les noms de: [19]

$$\text{Coefficient de réflexion, le rapport } \rho = \frac{\Phi_r}{\Phi_i} \quad (\text{II-47})$$

$$\text{Coefficient d'absorption, le rapport } \alpha = \frac{\Phi_a}{\Phi_i} \quad (\text{II-48})$$

$$\text{Coefficient de transmission, le rapport } \tau = \frac{\Phi_t}{\Phi_i} \quad (\text{II-49})$$

$$\text{La conservation de l'énergie s'écrit donc aussi: } \rho + \alpha + \tau = 1. \quad (\text{II-50})$$

Ces paramètres caractérisent le comportement d'un corps vis à vis du rayonnement reçu. Le coefficient est important en thermique : il mesure la proportion de conversion du rayonnement électromagnétique incident en énergie thermique.

Remarque :

Le coefficient α est faible pour les surfaces métalliques polies et non oxydées. Il augmente pour les corps qui apparaissent noirs mais reste toujours inférieur à l'unité.

II.4.4. Le corps noir : [8]

II.4.4.1. Définition : Le corps noir est défini comme étant le corps qui, à une température donnée, émet par rayonnement le maximum de flux énergétique. Ceci doit donc être aussi vrai pour toutes les longueurs d'onde. Nous verrons ultérieurement que si le corps noir est un « émetteur parfait » il est aussi un « absorbeur parfait ».

Le corps noir, qui est utilisé comme référence, est aussi appelé **étalon de rayonnement** ou **radiateur idéal**.

On appelle donc un corps noir, un corps pour lequel: $\rho = 0$, $\tau = 0$ et $\alpha = 1$

II.4.4.2. Emission d'un corps noir : l'émission énergétique totale (puissance rayonnée par unité de surface) est proportionnelle à la puissance quatrième de la température absolue de la surface du corps (loi de Stefan Boltzmann). [8] $M_T^0 = M^0 = \sigma T^4$ (II-51)

Avec : σ est la constante de Stefan Boltzmann = $5.67 \cdot 10^{-8} [\text{Wm}^{-2} \text{K}^{-4}]$

Pour les applications numériques, comme les températures sont généralement supérieures à 100K, il est judicieux d'utiliser la relation

$$M^0 = 5,68 \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (\text{II-52})$$

II.4.5. Le corps réel : [8]

II.4.5.1 Facteurs d'émission des corps réels

Les propriétés émissives des substances réelles sont comparées à celles du corps noir placé dans les mêmes conditions de température et de longueur d'onde. Cette comparaison se fait à l'aide de coefficients $\varepsilon < 1$ appelés facteurs d'émission ou émissivités.

L'émission totale d'un corps réel s'écrit :

$$\varepsilon = \frac{M}{M^0} \quad M = \varepsilon M^0 \quad (\text{II-53})$$

Remarque : la couleur n'est pas une caractéristique prépondérante de l'émissivité. Des surfaces blanches peuvent rayonner fortement.

Quelques cas particuliers : Corps opaque : $\tau = 0$

Corps transparent : $\tau = 1$

Tableau II.8: *L'émission de quelques corps réels.* [8]

Matériaux	état de surface	ε
Aluminium	poli	0,06
	oxydé	0,30
Cuivre	poli	0,04
	très oxydé	0,75
Or	pur très poli	0,02
Zinc	pur très poli	0,02
	galvanisé	0,20-0,30
Brique	ordinaire	0,93
	réfractaire (à 1000°)	0,60
Carbone (dépôt de noir de fumée)		0,95-0,98
Argile		0,90
verre ordinaire		0,94
Marbre		0,95
Peintures	Aluminium	0,30-0,60
	noire mâte	0,90
	blanche mâte	0,90-0,95
	peinture à l'huile toutes couleurs	~0,90
Papier		0,95
Bois	suivant essences	0,75-0,95

II.4.6. Le corps gris :

Un corps gris est un corps dont le pouvoir absorbant α est indépendant de la longueur d'onde λ du rayonnement qu'il reçoit. Il est défini par : $\varepsilon = \alpha$.

C'est le cas de la majorité des matériaux de constructions dans le domaine de l'infrarouge ($\lambda \in [1, 100 \mu\text{m}]$) tableau II.9.

Tableau II.9: *Quelques valeurs du coefficient d'absorption vis-à-vis du rayonnement solaire.* [8]

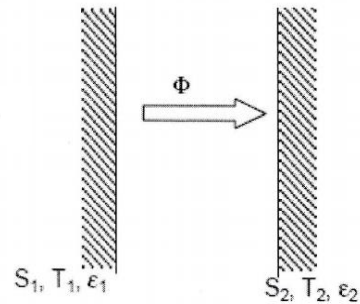
Matériaux	α
Noir mat	1
Peinture blanche	0.5
Peinture claire	0.6
Peinture sombre	0.9
Peinture d'aluminium	0.6
Brique rouge	0.8/0.9
Sable	0.7
Eau	0.7
Tuile	0.8
Tôle galvanisée	0.7
Tôle oxydée	0.8
Asphalte	0.9
Béton	0.8/0.9

❖ **Echange entre deux surfaces grises :** [8, 18]

1. Cas de deux plans parallèles infinis (ou indéfinis)

$$\Phi = \frac{\sigma S_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

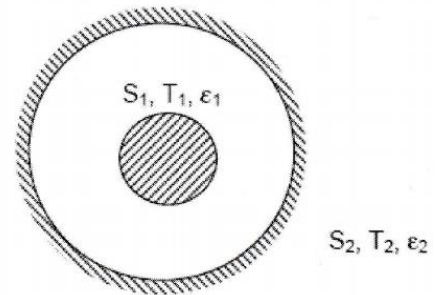
(II-54)



2. Cas d'une surface S_1 convexe complètement entourée par une surface S_2 (cylindres concentriques indéfinis)

$$\Phi = \frac{\sigma S_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{S_1}{S_2} \left(\frac{1}{\varepsilon_1} \frac{S_2}{S_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)}$$

(II-55)



Application : Etude d'un écran

- 1) Calculer le flux échangé sans écran.

Avec : $T_1 = 600K$, $\varepsilon_1 = 0.9$, $S = 1m^2$

$T_2 = 300K$, $\varepsilon_2 = 0.9$

- 2) On place un écran entre les deux plans parallèles, calculer le flux échangé entre les surfaces (1) et (2), $\varepsilon_{\text{écran}} = 0.9$.

- 3) Calculer le flux échangé si on place (n) écrans entre les surfaces (1) et (2).

Question 1 :

$$\Phi = \frac{\sigma S (T_a^4 - T_b^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

$\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ d'où

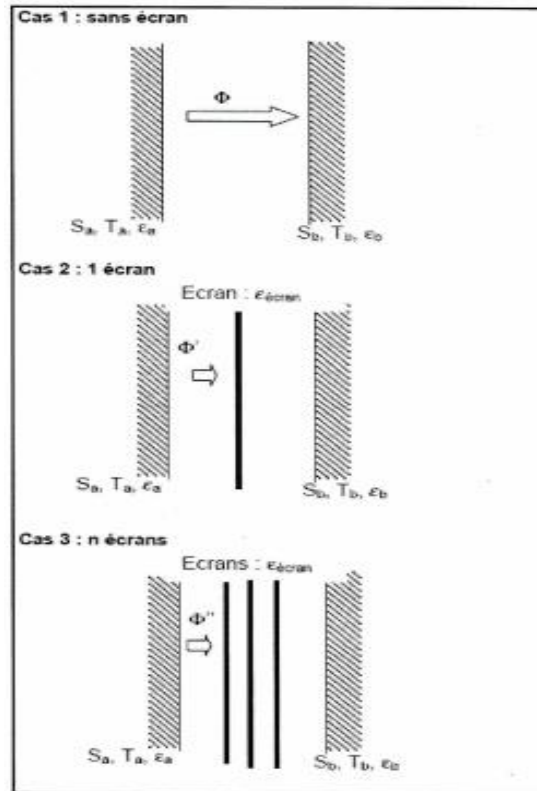
$$\Phi = \frac{\sigma S \varepsilon_1 (T_a^4 - T_b^4)}{2 - \varepsilon_1} \text{ soit}$$

$$\Phi = \frac{5,6710^{-8} \times 10,9 (600^4 - 300^4)}{(2 - 0,9)} = 5636W$$

Question 2 : Un écran est placé entre S_1 et S_2

$$\Phi' = \frac{\sigma S (T_a^4 - T^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon} - 1}$$

on pose $r_1 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon} - 1}$ d'où $\Phi' = r_1 \sigma S (T_a^4 - T^4)$



Comme le flux échangé entre (1) et l'écran d'une part et l'écran et (2) d'autre part est identique (principe de conservation de l'énergie). On peut écrire

$$\Phi' = \frac{\sigma S (T_a^4 - T_b^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \text{ soit } \Phi' = r_2 \sigma S (T_a^4 - T_b^4) \text{ avec } r_2 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

d'où le système d'équations suivant :

$$T_a^4 - T^4 = \frac{\Phi'}{r_1 \sigma S} \quad (a)$$

$$T^4 - T_b^4 = \frac{\Phi'}{r_2 \sigma S} \quad (b)$$

(a) + (b) donne

$$T_a^4 - T_b^4 = \frac{\Phi'}{\sigma S} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)$$

soit

$$\Phi' = \sigma S (T_a^4 - T_b^4) \left(\frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \right)$$

Si $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$ alors $r_1 = r_2 = r$ d'où $\Phi' = \frac{r}{2} \sigma S (T_a^4 - T_b^4) = \frac{\Phi}{2}$

La présence d'un écran dans le cas où les émissivités des surfaces sont identiques divise le flux échangé entre (1) et (2) par 2.

Question 3 : n écrans entre (1) et (2)

on pose

$$r_0 = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon} - 1} \text{ car } \varepsilon_1 = \varepsilon_2$$

et

$$r_n = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon} - 1} = \frac{1}{\frac{2}{\varepsilon} - 1}$$

Comme pour la question précédente, la conservation du flux va permettre d'écrire un système de n+1 inconnues qui sont les températures des écrans T_1 à T_n et le flux ϕ échangé.

$$T_a^4 - T_1^4 = \frac{\Phi}{r_0 \sigma S} \quad \text{entre (1) et 1}^{\text{er}} \text{ écran}$$

$$T_1^4 - T_2^4 = \frac{\Phi}{r_n \sigma S} \quad \text{entre 1}^{\text{er}} \text{ et 2}^{\text{ème}} \text{ écran}$$

....

....

$$T_{n-1}^4 - T_n^4 = \frac{\Phi}{r_n \sigma S} \quad \text{entre n-1}^{\text{ème}} \text{ et n}^{\text{ème}} \text{ écran}$$

$$T_n^4 - T_b^4 = \frac{\Phi}{r_0 \sigma S} \quad \text{entre n}^{\text{ème}} \text{ écran et (2)}$$

la somme de ces n+1 équations donne

$$T_a^4 - T_b^4 = \frac{\Phi}{\sigma S} \left[\frac{1}{r_0} + \frac{n-1}{r_n} + \frac{1}{r_0} \right] = \frac{\Phi}{\sigma S} \left[\frac{2}{r_0} + \frac{n-1}{r_n} \right]$$

soit

$$\Phi = \frac{r_0 r_n}{2r_n + (n-1)r_0} \sigma S [T_a^4 - T_b^4]$$

Remarque : Si $r_0 = r_n$ alors $\Phi = \frac{r_0}{(n+1)} \sigma S [T_a^4 - T_b^4] = \frac{\Phi_{\text{sans écran}}}{n+1}$

Travaux Dirigés**Exercice 1 :**

Soit un vitrage simple d'épaisseur 5 mm, de coefficient de conductibilité $\lambda = 1.5 \text{ W/(m.K)}$. La température de surface du vitrage intérieure est 22°C , la température de surface du vitrage extérieure 10°C .

1. Calculer la résistance thermique du vitrage.

$$R_{th} = \frac{e}{\lambda} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{1,15} = 4,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

2. Déterminer le flux thermique dissipé à travers ce vitrage pour une surface de 10 m^2 .

$$\text{Loi de Fourier : } \Phi = \frac{S \cdot (T_1 - T_2)}{R_{th}} = \frac{10 \times (22 - 11)}{4,35 \cdot 10^{-3}} = 25,3 \text{ kW}$$

Exercice 2 :

La déperdition thermique d'un mur en béton de 30 m^2 de surface est 690 W . Sachant que le mur a une épaisseur de 10 cm , et que la température de sa face intérieure est 25°C , calculer la température de la face extérieure. On donne : $\lambda_{\text{béton}} = 1.75 \text{ W/(m.K)}$.

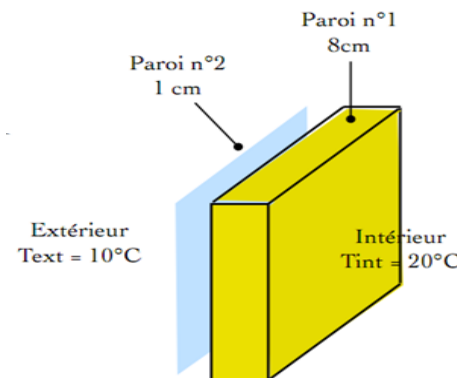
$$\text{Loi de Fourier : } \Phi = \frac{S \cdot (T_1 - T_2)}{R_{th}} \Leftrightarrow T_2 = T_1 - \frac{\Phi \cdot R_{th}}{S} = T_1 - \frac{\Phi \cdot e}{S \cdot \lambda} = 25 - \frac{690 \times 10 \cdot 10^{-2}}{30 \times 1,75} = 23,7^\circ\text{C}$$

Exercice 3 :

Calculer le coefficient de transfert thermique (U) de la paroi suivante, sachant qu'elle est composée de deux matières en série, puis, calculer la température de surface de la paroi 2.

Pour la paroi n°1 de la laine de verre (isolant) elle à 8 cm d'épaisseur et pour la paroi n°2 du verre 1 cm d'épaisseur. La surface totale de la paroi 1 m^2 .

R_{si} et R_{se} (voir tableau II.3)



- 1- Calcul du coefficient de transfert thermique (U) de la paroi :

$$U_{\text{paroi}} = \frac{1}{R_{si} + \frac{e_{\text{verre}}}{\lambda_{\text{verre}}} + \frac{e_{\text{isolant}}}{\lambda_{\text{isolant}}} + R_{se}}$$

$$U_{\text{paroi}} = \frac{1}{0,13 + \frac{0,01}{1,15} + \frac{0,08}{0,04} + 0,04} = \boxed{0,458 \text{ Watt / m}^2 \cdot \text{Kelvin}}$$

2- Calcul du flux de transfert thermique Φ

$$\Phi = U \cdot S (T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})$$

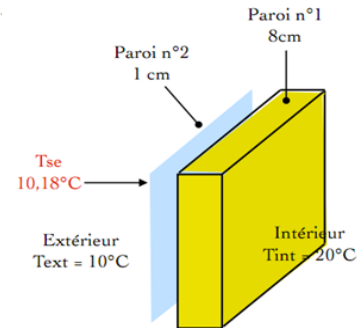
$$\Phi = 0.458 \times 1 \times (20 - 10) = 4.58 \text{ W}$$

3- Calcul de la température de surface de la paroi en verre :

$$\Phi = \frac{1}{R_{\text{se}}} \times (T_{\text{se}} - T_{\text{ext}})$$

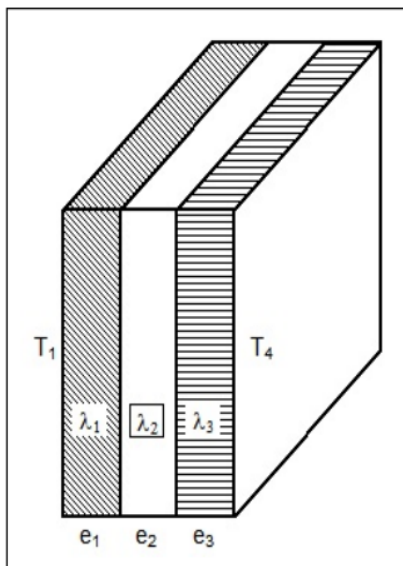
$$T_{\text{se}} = \Phi \times R_{\text{se}} + T_{\text{ext}}$$

$$T_{\text{se}} = 4.58 \times 0.04 + 10 = \boxed{10,18^\circ\text{C}}$$



Exercice 4 :

La paroi d'un four électrique industriel est constituée de trois matériaux comme l'indique le schéma ci-dessous. Les conductivités des trois couches et l'épaisseur des deux premières couches ainsi que le flux thermique est comme suite :



$$T_1 := 820 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$T_4 := 38 \cdot ^\circ\text{C}$$

briques réfractaires :

$$\lambda_1 := 1.175 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$e_1 := 18 \cdot \text{cm}$$

briques isolantes :

$$\lambda_2 := 0.259 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$e_2 := 15 \cdot \text{cm}$$

briques :

$$\lambda_3 := 0.693 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

pertes maxi :

$$\phi := 721 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Si on considère que le transfert se fait seulement par le mode conduction et en régime permanent. Calculer l'épaisseur des briques dans ce cas.

L'introduction d'une couche supplémentaire d'épaisseur 0.32 cm en briques creuses produit un gain. Calculer ce gain si vous saviez que : la conductivité thermique des briques creuses est 0.0317 W/m.°C

Conduction en régime permanent : Φ est constant

$$\Phi = \varphi \cdot S = -\lambda \cdot \frac{dT}{dx} \cdot S$$

On intègre pour chaque épaisseur, chaque valeur de λ constante

$$\int_0^{e_j} \Phi dx = - \int_{T_j}^{T_{j+1}} \lambda_j \cdot S dT$$

$$\Phi \cdot e_j = \lambda_j \cdot S \cdot (T_j - T_{j+1})$$

$$\Phi = \frac{T_1 - T_2}{\frac{e_1}{\lambda_1 \cdot S}} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{e_2}{\lambda_2 \cdot S}} = \frac{T_3 - T_4}{\frac{e_3}{\lambda_3 \cdot S}}$$

$$\phi = \frac{\Phi}{S} = \frac{T_1 - T_4}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3}}$$

1. Epaisseur de briques

$$e_3 := \lambda_3 \cdot \left(\frac{T_1 - T_4}{\phi} - \frac{e_1}{\lambda_1} - \frac{e_2}{\lambda_2} \right)$$

$$0.693 \cdot \left(\frac{820 - 38}{721} - \frac{.18}{1.175} - \frac{.15}{0.259} \right)$$

$$e_3 = 24.4 \cdot \text{cm}$$

2. Couche supplémentaire : $\lambda'_2 := 0.0317 \cdot \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

$$e'_2 := 0.32 \cdot \text{cm}$$

Cela revient à rajouter une résistance thermique :

$$\phi = \frac{\Phi}{S} = \frac{T_1 - T_4}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e'_2}{\lambda'_2} + \frac{e_3}{\lambda_3}}$$

$$e'_3 := \lambda_3 \cdot \left(\frac{T_1 - T_4}{\phi} - \frac{e_1}{\lambda_1} - \frac{e_2}{\lambda_2} - \frac{e'_2}{\lambda'_2} \right)$$

$$0.693 \cdot \left(\frac{820 - 38}{721} - \frac{.18}{1.175} - \frac{.15}{0.259} - \frac{0.0032}{0.0317} \right)$$

$$e'_3 = 17.4 \cdot \text{cm}$$

On remarque un gain de 7 cm de briques pour 3,2 mm d'air. D'où l'intérêt des briques creuses.

CHAPITRE III : LE CONFORT THERMIQUE

III.1. LES BESOINS DE L'OCCUPANT

Le rôle premier d'un bâtiment est de protéger ses occupants des rigueurs du climat extérieur. Un bâtiment confortable assure à ses habitants un climat intérieur agréable et peu dépendant des conditions extérieures, notamment météorologiques et acoustiques. La gestion optimale de l'énergie, quoique très importante du point de vue de son impact sur l'environnement, intervient en deuxième priorité, lorsque les conditions de confort sont satisfaites. [7]

Les exigences actuelles peuvent être classées en plusieurs catégories, qui interagissent entre elles: exigences de confort thermique, exigences de qualité d'air, besoins en éclairage, protection acoustique et exigences en termes de consommation d'énergie. [7]

Il doit être clair que les besoins des occupants passent avant les exigences énergétiques. Le bâtiment est d'abord construit pour assurer le bien être de l'occupant, et non pour économiser de l'énergie. Dans le cas contraire, on économiserait un maximum d'énergie en ne construisant pas le bâtiment, ou en ne le chauffant pas en hiver. Il n'est toutefois pas correct de gaspiller l'énergie, notamment parce que la pollution qui en résulte est nuisible à l'occupant. [7]

Il faut toutefois insister sur le fait qu'un bon confort n'implique pas automatiquement une grande consommation d'énergie. Par une planification intelligente et intégrée, il est parfaitement possible d'assurer une excellente qualité d'environnement intérieur avec une très faible consommation d'énergie. [7]

III.1.1. Confort

Le confort est un état de bien être général. Il est mesuré *a contrario* par le taux d'insatisfaction des occupants. Indépendamment des conditions propres à l'individu (métabolisme, activité, habillement), il est reconnu que les paramètres suivants interviennent dans le confort, en plus des paramètres qui caractérisent l'individu lui-même (taux d'activité, habillement, etc): [7]

III.1.2. Confort thermique

Le confort est donc une sensation physiologique faisant intervenir plus d'un paramètre. Le confort thermique ne tient compte que des paramètres suivants: [7]

➤ **Les facteurs liés à l'individu:**

1. **Le métabolisme**, qui est la production de chaleur interne au corps humain permettant de maintenir celui-ci autour de 36,7°C. Un métabolisme de travail correspondant à une activité particulière s'ajoute au métabolisme de base du corps au repos. [20]
2. **L'habillement**, qui représente une **résistance thermique** aux échanges de chaleur entre la surface de la peau et l'environnement.

➤ **Les facteurs liés à l'environnement:**

3. **La température ambiante de l'air [T_a]**. elle correspond à la température demandée au système de chauffage. la température de consigne de base est de 19 °C. [21]
4. **La température moyenne des parois [T_p]**. elle correspond à la moyenne des températures des murs, dalles, plafonds et ouvrants. plus le bâtiment est déperditif et donc faiblement isolé, plus cette température est faible. On observera alors des phénomènes de parois froides. [21]
5. **L'humidité relative de l'air (HR)** ou (Pression de vapeur d'eau), qui est le rapport exprimé en pourcentage entre la quantité d'eau contenue dans l'air à la température T_a et la quantité maximale d'eau contenue à la même température. [20]
6. **La vitesse de l'air**, qui influence les échanges de chaleur par convection. Dans le bâtiment, les vitesses de l'air ne dépassent généralement pas 0,2 m/s. [20]

Notez que de façon simplifiée, on définit une température de confort ressentie (appelée aussi « température opérative » ou « température résultante sèche ») : [20]

$$T^{\circ}\text{opérative} = (T^{\circ}\text{air} + T^{\circ}\text{parois}) / 2 \quad (\text{III-1})$$

Cette relation simple s'applique pour autant que la vitesse de l'air ne dépasse pas 0,2 m/s.

III.1.3. Indicateurs et plages de confort

III.1.3.1. Détermination traditionnelle des zones de confort thermique

Le corps humain possède un mécanisme de régulation qui adapte ses pertes de chaleur aux conditions thermiques de l'ambiance. [22]

Ce mécanisme d'autorégulation laisse apparaître une zone où la variation de sensation de confort thermique est faible : c'est la zone dite de **confort thermique**. Il existe donc pour chaque situation une plage de conditions confortables. Cette plage se représente soit graphiquement sur des diagrammes psychrométriques, soit au moyen d'un indicateur unique regroupant les 6 paramètres cités plus haut. À cet effet l'indice de vote moyen prévisible (PMV) est utilisé et le pourcentage prévisible d'insatisfaits (PPD) est calculé. [22]

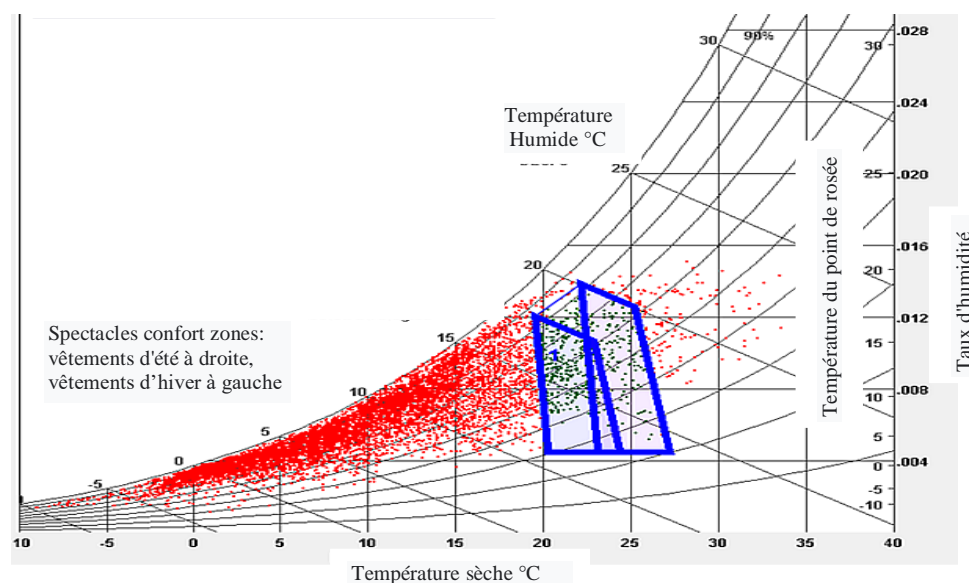


Figure III.1: Plages de confort pour une activité de bureau et un habillement d'été ou d'hiver, selon l'ASHRAE Handbook of Fundamentals Comfort Model, 2005 superposées au climat de Bruxelles. [22]

En effet, la chaleur dégagée par le métabolisme, plus ou moins grande selon l'activité, est éliminée, directement ou au travers des habits, par convection et conduction vers l'air ambiant, par rayonnement vers les surfaces voisines et par évapotranspiration dans l'air (Figure III.2). On notera que, dans la zone confortable, les échanges par rayonnement, convection - conduction et évapotranspiration se répartissent en trois parts approximativement égales. [7]

Ainsi, contrairement à ce qui est généralement admis, il est erroné de vouloir satisfaire ces critères de confort par une simple régulation de la température de l'air intérieur de l'habitation. [7]

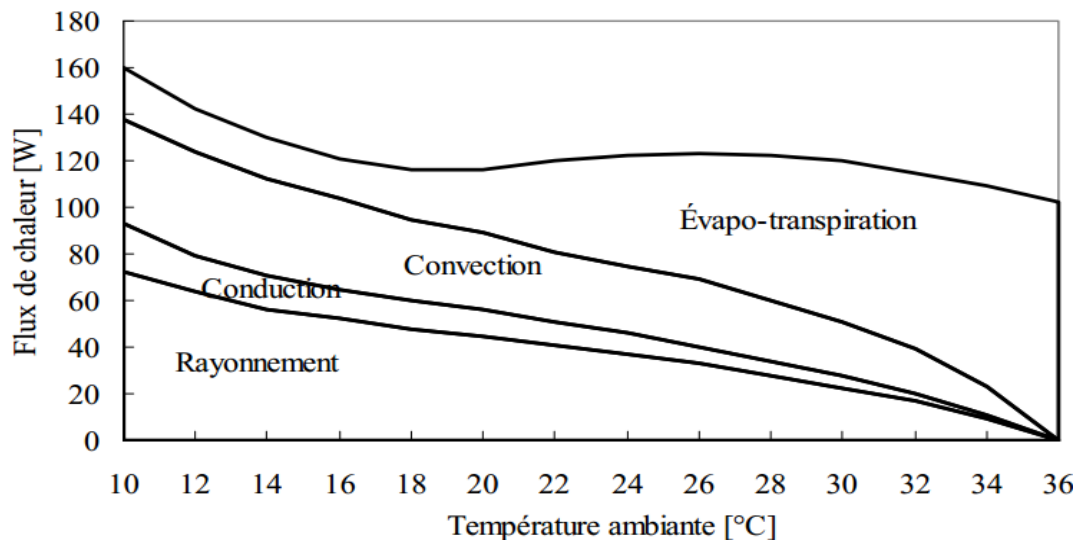


Figure III.2: Répartition des échanges de chaleur d'une personne en fonction de la température ambiante, supposée homogène. [7]

Une autre méthode consiste à compter le pourcentage de personnes insatisfaites des conditions de confort. Ce pourcentage est directement lié au vote moyen d'une population donnée. On a ainsi deux paramètres permettant de mesurer le confort thermique: [7]

Le **vote moyen prévisible**, appelé **PMV** (*Predicted Mean Vote*), qui est l'appréciation moyenne d'une population dans un environnement donné, sur l'échelle de -3 à + 3. Le confort optimal correspond à un PMV nul. [7]

Il est usuel de quantifier la sensation de confort en utilisant l'échelle suivante [Fanger, 1982; EN ISO 7730]: [23, 24]

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

+3	Chaud (majoritairement insatisfaits)
+2	Tiède (75% insatisfaits)
+1	Légèrement tiède (25% d'insatisfaits)
0	Neutre (5% d'insatisfaits)
-1	Légèrement frais (25% d'insatisfaits)
-2	Frais (75% insatisfaits)
-3	Froid (majoritairement insatisfaits)

Le **pourcentage prévisible d'insatisfaits**, appelé **PPD** (*Predicted Percentage of Dissatisfied*) qui exprime la part des sujets insatisfaits dans une situation thermique précise. La Figure III.3 montre la relation entre le PPD et le PMV, qui peut être calculée par la relation empirique suivante: [7]

$$PPD = 1 - 0,95 \exp(-0,03353 PMV^4 - 0,2179 PMV^2) \quad (III-2)$$

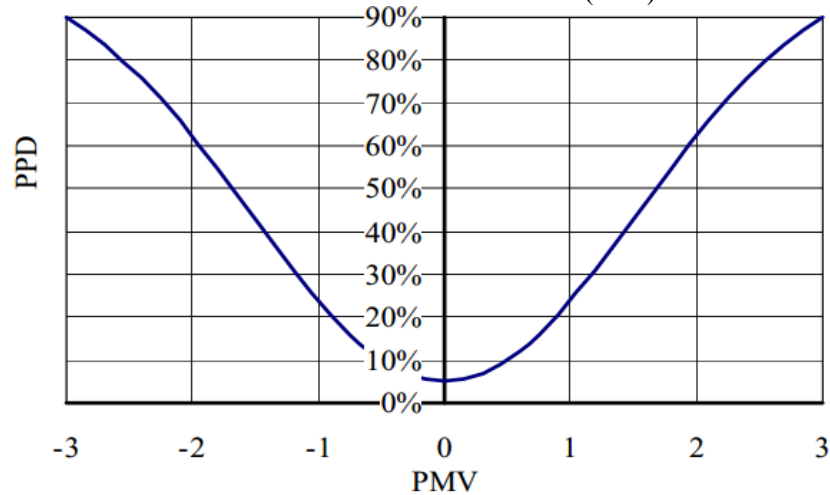


Figure III.3: Relation entre le pourcentage d'insatisfaits (PPD) et le vote moyen (PMV). [EN ISO 7730] [24]

Connaissant PMV, la figure ci-dessus permet d'évaluer directement PPD. Si par exemple, le PMV est de - 1 ou + 1, l'indice PPD montre que près de 25 % de la population n'est pas satisfaite. Pour ramener le PPD à une valeur maximale de 10 % (ce qui est généralement l'objectif à atteindre dans un bâtiment), le PMV doit se situer entre - 0,5 et + 0,5. Et pour une valeur 0 de PMV, soit un état de confort thermique optimal, il y a encore 5 % d'insatisfaits, ainsi Pour un PPD de 20 % le PMV est ± 0,84. [7]

Fanger [1982] a établi une équation prédisant le PMV à partir des paramètres de confort qui sont énumérés dans la Tableau 1 ci-dessous. [7]

Tableau III.1: Paramètres influant le confort thermique. [7]

Température de l'air	θ_a [°C] ou T_a [K]
Température radiante moyenne.....	θ_{mrt} [°C] ou T_{mrt} [K]
Vitesse relative de l'air.....	v [m/s]
Pression partielle de vapeur d'eau	p [Pa]
Activité métabolique du sujet	M [Watt]
Son travail mécanique fourni.....	W [Watt]
Surface de peau du sujet.....	A [m ²]
Activité spécifique du sujet.....	$m = M/A$ [W/m ²]
Son travail spécifique.....	$w = W/A$ [W/m ²]
La résistance thermique des habits	R [m ² K/W]
ou l'habillement.....	[Clo] = $R/0.155$
La fraction de la surface habillée	f

L'équation de Fanger [23] est donnée ci-dessous. Dans cette équation, toutes les variables sont exprimées en unités SI. [7]

$$PMV = (0.303 \exp(-0.036 m) + 0,028) [m-w - 0,00305 (5733 - 6.99 (m-w) - p) - 0,42 (m-w - 58.15) - 0,000017 m (5867 - p) - 0,0014 m (307 - T_a) - F] \quad (III-3)$$

Où la fonction d'habillement F est donnée par:

$$F = 3.96 \cdot 10^{-8} f(T_{cl}^4 - T_{mrt}^4) + f h (T_{cl} - T_a) \quad (III-4)$$

Pour le coefficient h de transfert thermique des habits, on prend celui des deux expressions ci-dessous qui donne la valeur la plus grande:

$$h = 2,38 (T_{cl} - T_a)^{1/4} \quad \text{ou} \quad h = 12,06 \sqrt{v}$$

La température (absolue) des habits T_{cl} est donnée en résolvant l'équation implicite:

$$T_{cl} = 308,9 - 0,028 (m - w) - R F$$

La fraction de surface habillée f peut être estimée par :

$$f = 1,00 + 1,290 R \quad \text{si } R < 0,078 \text{ m}^2 \text{ K/W} \quad (III-5)$$

$$f = 1,05 + 0,645 R \quad \text{si } R > 0,078 \text{ m}^2 \text{ K/W} \quad (III-6)$$

La résolution de l'équation de Fanger nécessite l'usage d'un ordinateur. Ainsi, pour des applications pratiques, un diagramme de confort a été calculé pour une combinaison courante des paramètres physiques. La Figure III.4 donne la température opérative idéale, c'est à dire celle qui donne un PMV nul en fonction de l'activité et de l'habillement, et ce pour une vitesse de l'air basse (moins de 0,1 m/s) et une humidité relative normale (35 à 65%). Les parties ombrées donnent l'écart acceptable autour de la température idéale tel que $-0.5 < PMV < 0.5$, donc les domaines où il n'y aurait que 10% d'insatisfaits. [7]

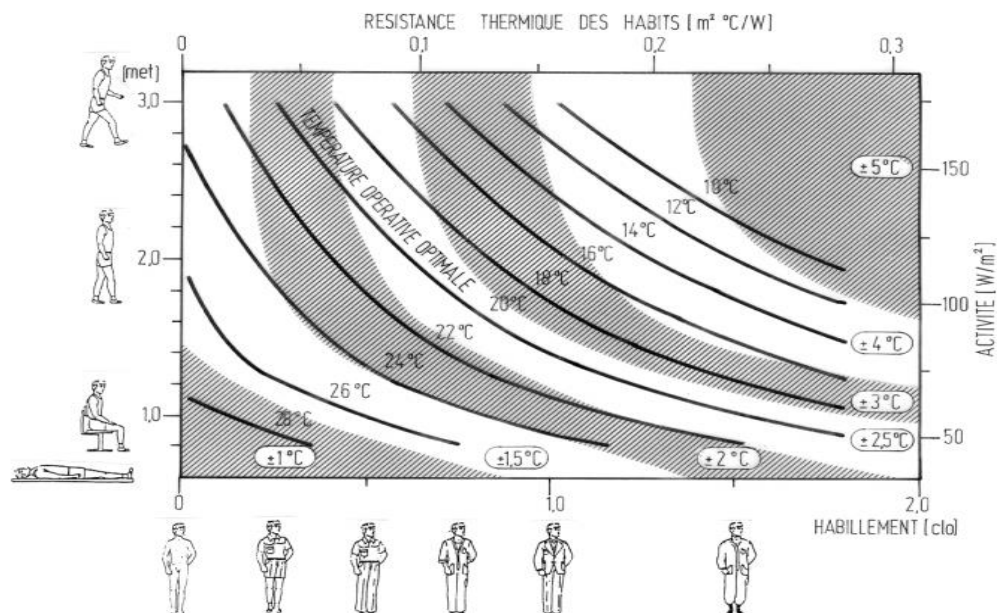


Figure III.4: Température opérative idéale en fonction de l'habillement et du métabolisme [EN ISO 7730] [24]. Les valeurs notées dans les ovals, et correspondant pour chacune à une zone du graphique (blanc ou hachuré) représentent l'écart de température (par rapport à la température opérative idéale) pour laquelle le PMV vaut $\pm 0,5$. Par exemple pour 1 clo et 1 met, la température opérative idéale est d'environ 23°C, et la zone usuellement considérée comme confortable (PMV $\pm 0,5$) correspond à l'intervalle [21°C;25°C]. [7]

L'habillement représente une résistance thermique entre la surface de la peau et l'environnement. On peut donc, à l'aide de mannequins chauffants, mesurer cette résistance thermique et l'exprimer en m^2K/W . Il est aussi usuel de l'exprimer en **clo** (pour clothing). 1 clo correspond à une résistance thermique de $0,155 m^2K/W$. C'est la résistance thermique du complet-veston. Quelques exemples sont donnés dans le tableau III.2. [7]

Tableau III.2: Valeurs en clo pour quelques habillements [EN ISO 7730] [24]

Tenue vestimentaire	[clo]	[m^2K/W]
Nu, debout	0,0	0,0
Shorts, costume de bain	0,1	0,015
Tenue tropicale: slip, chemise courte à col ouvert, shorts, chaussettes légères et sandales	0,3	0,045
Tenue d'été: slip, chemise courte, pantalons longs légers ou jupe chaussettes légères et chaussures	0,5	0,08
Tenue de travail légère: sous-vêtements légers, chemise courte à col ouvert, pantalons de travail, chaussettes et chaussures	0,7	0,11
Tenue d'intérieur d'hiver: sous-vêtements, chemise à manches longues, pull-over, pantalons ou robe, chaussettes épaisses et chaussures	1,0	0,15
Tenue de ville d'hiver: idem mais sous-vêtements à manches et jambes longues, et veste.	1,5	0,23
Tenue d'hiver fourrée	3,0	0,45

III.1.3.2. Les relations confort - facteurs

1) Confort et température [21, 22]

Confort = équilibre entre l'homme et l'ambiance.

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



Figure III.5 : Mécanismes de diffusion de chaleur entre l'individu et l'ambiance. [22]

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

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

2) Confort et humidité [22]

L'inconfort n'apparaît que lorsque :

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

➤ La plage de confort température-humidité [22]

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

Plus précisément, on peut définir une plage de confort hygrothermique dans le diagramme suivant :

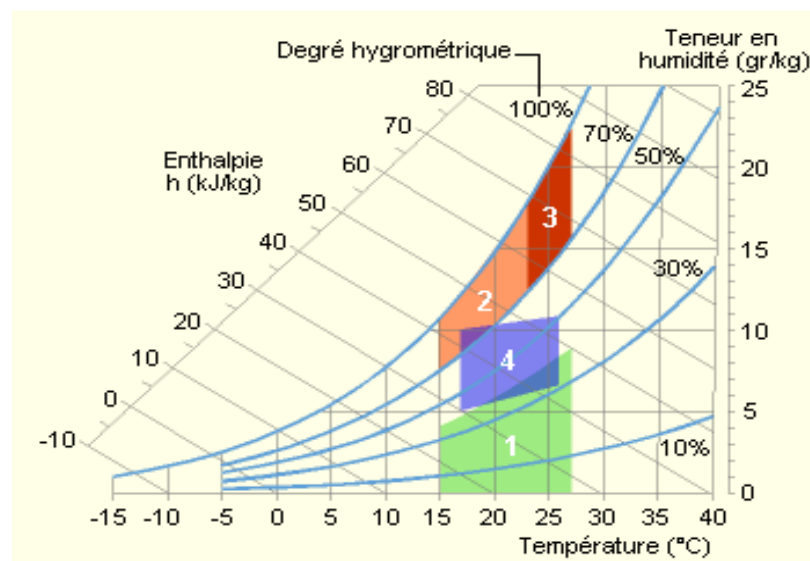


Figure III.5 : plage de confort hygrothermique dans le diagramme suivant (extrait de l'article de R. Fauconnier *L'action de l'humidité de l'air sur la santé dans les bâtiments tertiaires* paru dans le numéro 10/1992 de la revue *Chauffage Ventilation Conditionnement*). [22]

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

A noter enfin que les limites d'humidité imposées en Suisse par la SIA V382/1 sont beaucoup moins exigeantes : on admet une humidité située en permanence entre 30 et 65 % HR, avec des pointes entre 20 et 75 % HR durant quelques jours par an. De tels taux momentanés sont supportables physiologiquement, sans qu'il ne soit nécessaire de recourir à une humidification artificielle. [22]

3) Confort et vitesse de l'air [22]

La **vitesse de l'air** (et plus précisément la vitesse relative de l'air par rapport à l'individu) est un paramètre à prendre en considération, car elle influence les échanges de chaleur par convection et augmente l'évaporation à la surface de la peau.

À l'intérieur des bâtiments, on considère généralement que l'impact sur le confort des occupants est négligeable tant que la vitesse de l'air ne dépasse pas 0,2 m/s.

À titre de comparaison : se promener à la vitesse de 1 km/h produit sur le corps un déplacement de l'air de 0,3 m/s.

Le mouvement de l'air abaisse la température du corps, facteur recherché en été, mais pouvant être gênant en hiver (courants d'air).

➤ **Condition hivernale** [22]

De façon plus précise :

Tableau III.3: Conditions hivernale [22]

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

La fourniture d'air frais pour la ventilation d'un local n'entraîne en principe qu'un mouvement très faible de l'air.

Exemple.

Local dont l'air est renouvelé toutes les 10 minutes (soit un taux de renouvellement de 6) par circulation transversale :

- *volume local : $10 \times 5 \times 15 = 750 \text{ m}^3$*
- *débit d'air : $750 \times 6 = 4\,500 \text{ m}^3/\text{h}$*
- *section déplacement : $10 \times 5 = 50 \text{ m}^2$*
- *vitesse de l'air : $4\,500 \times 1/50 = 90 \text{ m/h} = 0,025 \text{ m/s} !$*

Mais ce calcul sous-entend un déplacement uniforme de l'air dans la pièce.

En réalité, ce débit est fourni généralement par des bouches de pulsion de section nettement plus faible où la vitesse est beaucoup plus rapide. De plus, en climatisation, cet air peut être pulsé à une température nettement plus faible que l'ambiance...

Le confort est donc directement lié à la qualité de la diffusion de l'air dans la pièce, afin d'assurer une vitesse réelle inférieure à 0,25 m/s au droit des occupants. [22]

➤ **Conditions estivales** [22]

Pour les températures de locaux comprises entre 21 et 24°C, un déplacement d'air à la vitesse de 0,5 à 1 m/s donne une sensation rafraîchissante confortable à des personnes assises n'ayant que de faibles activités. Mais lorsqu'on fournit un travail musculaire dans des endroits chauds, des vitesses d'air de 1,25 à 2,5 m/s sont nécessaires pour apporter un soulagement. On produit parfois des vitesses plus élevées lorsque des hommes sont soumis pour de courtes périodes à une chaleur rayonnante intense. Ce mouvement d'air sera obtenu à l'aide de ventilateurs.

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

Voici les valeurs extraites du *Guide pratique de ventilation – Woods*, valables pour des conditions moyennes d'humidité et d'habillement : [22]

Tableau III.4: Conditions moyennes d'humidité et d'habillement. [22]

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

4) Confort, activité, habillement [22]

➤ L'estimation du niveau d'habillement

Le niveau d'habillement des occupants est caractérisé par une valeur relative, exprimée en « clo », l'unité d'habillement (voir Tableau III.5).

➤ L'évaluation du niveau d'activité

Diverses valeurs du métabolisme sont indiquées ci-après pour diverses activités.

Tableau III.5: Diverses valeurs du métabolisme pour diverses activités. [22]

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

III.1.3.3. Le calcul du niveau de confort [22]

Les mesures étant réalisées, le niveau d'habillement et le niveau d'activités étant connus, il est alors possible de déterminer où se situe la température opérative effective par rapport à l'optimum de confort.



Figure III.6 : La température opérative effective par rapport à l'optimum de confort. [22]

De façon plus précise, des tableaux repris dans la norme donnent l'indice PMV en fonction de la vitesse relative de l'air pour un habillement et une température opérative donnés, lorsque l'humidité relative est de 50 %. Nous reprenons ci-dessous un exemplaire de ces tableaux pour la situation la plus fréquente en hiver. Dans celui-ci est mise en évidence (zone colorée) la zone de confort thermique pour un indice PMV situé entre - 0,5 et + 0,5, c'est-à-dire pour 10 % d'insatisfaits. [22]

Tableau III.6: l'indice PMV en fonction de la vitesse relative de l'air pour un habillement et une température opérative donnés (cas de la situation la plus fréquente en hiver). [22]

Hab. H (clo)	Temp. opér. to (°C)	PMV suivant la vitesse relative de l'air (m/s)								
		– Niveau d'activité M = 70 W/m ² –								
		<0,10	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	1,00	1,50
0,5 (été)	18	-2,01	-2,01	-2,17	-2,38	-2,70	–	–	–	–
	20	-1,41	-1,41	-1,58	-1,76	-2,04	-2,25	-2,42	–	–
	22	-0,79	-0,79	-0,97	-1,13	-1,36	-1,54	-1,69	-2,17	-2,46
	24	-0,17	-0,20	-0,36	-0,48	-0,68	-0,83	-0,95	-1,35	-1,59
	26	0,44	0,39	0,26	0,16	-0,01	-0,11	-0,21	-0,52	-0,71
	28	1,05	0,96	0,88	0,81	0,70	0,61	0,54	-0,31	-0,16
	30	1,64	1,57	1,51	1,46	1,39	1,33	1,29	1,14	1,04
1,0 (hiver)	16	-1,18	-1,18	-1,31	-1,43	-1,59	-1,72	-1,82	-2,12	-2,29
	18	-0,75	-0,75	-0,88	-0,98	-1,13	-1,24	-1,33	-1,59	-1,75
	20	-0,32	-0,33	-0,45	-0,54	-0,67	-0,76	-0,83	-1,07	-1,20
	22	0,13	0,10	0,00	-0,07	-0,18	-0,26	-0,32	-0,52	-0,64
	24	0,58	0,54	0,46	0,40	0,31	0,24	0,19	0,02	-0,07
	26	1,03	0,98	0,91	0,86	0,79	0,74	0,70	0,57	0,50
	28	1,47	1,42	1,37	1,34	1,28	1,24	1,21	1,12	1,06
30	1,91	1,86	1,83	1,81	1,78	1,75	1,73	1,67	1,63	

Applications : [22]

✓ Exemple de mesures :

Dans un local de bureau où l'activité est légère et s'effectue en position assise, le métabolisme est de 70 W/m^2 ou $1,2 \text{ met}$. Supposons être en présence d'une personne en tenue d'intérieur pour l'hiver correspondant à un habillement de 1 clo. Les différentes mesures des paramètres physiques de l'ambiance donnent 20°C pour la température de l'air, 19°C pour la température moyenne de surface des parois, une humidité relative de 50 % et une vitesse de l'air de $0,15 \text{ m/s}$.

La température opérative est donc de $19,5^\circ\text{C}$. En se référant au tableau de la norme ci-dessus, on en déduit que l'indice $\text{PMV} = -0,56$. Pour cette dernière valeur, le graphe PPD/PMV donne une prévision de 12 % de personnes insatisfaites par rapport à l'ambiance thermique du local.

✓ Cherchons le confort optimal

Dans le cas de la détermination de la température d'ambiance optimale, l'objectif est de déterminer la température opérative optimale qui correspond à l'indice $\text{PMV} = 0$. Ensuite, la zone de confort thermique peut alors être établie pour un pourcentage de personnes insatisfaites donné.

En reprenant les mêmes hypothèses que l'exemple ci-dessus, la norme donne un indice $\text{PMV} = 0$ pour une température opérative optimale de 22°C . En admettant un écart de 1°C entre $T^{\circ}\text{air}$ et $T^{\circ}\text{parois}$ (ce qui n'est pas beaucoup), la température de l'air sera optimale pour $22,5^\circ\text{C}$!

En admettant 10 % d'insatisfaits (PMV compris entre $-0,5$ et $+0,5$), la température opérative varie de $19,8^\circ\text{C}$ et $24,2^\circ\text{C}$. Soit pour la température de l'air : une zone de confort thermique de $4,4^\circ\text{C}$, allant de $20,3^\circ\text{C}$ à $24,7^\circ\text{C}$ (zone de couleur jaune du tableau III.6).

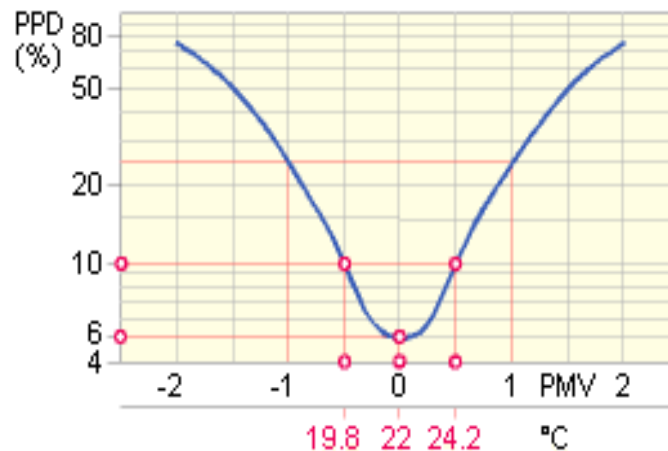


Figure III.7 : La température opérative effective par rapport à l'optimum de confort (application à l'exemple). [22]

Autrement dit, en hiver, dans un bureau bien isolé ($T^{\circ}\text{parois}$ élevées), on admettra un confort basé sur une température d'air de $20,5^\circ\text{C}$. Mais si la température des parois est faible (simples vitrages, par exemple), il faudra apporter un air à 21 , voire 22°C pour assurer le confort.

En conclusion :

Le confort thermique restera toujours variable en fonction des individus

La zone théorique de confort étant déterminée, la sensation de confort peut aussi être influencée par d'autres éléments comme l'état de santé, l'âge ou l'état psychologique de l'individu. Dans chacun de ces

cas, il faudra admettre une température d'ambiance différente qui peut être située hors de la zone de confort thermique. De plus, la qualité ou « chaleur » humaine qui entoure l'individu participe à la sensation de confort ou d'inconfort. Enfin, la possibilité d'une intervention personnelle sur les caractéristiques de l'ambiance de son lieu d'activité est importante si on veut éviter tout sentiment de frustration ou d'enfermement et donc d'inconfort. [22]

III.1.3.4. Facteurs d'inconfort supplémentaires [7]

L'équation de Fanger ne tient pas compte de certains facteurs d'inconfort supplémentaires tels que les gradients de température, les contacts avec les surfaces froides, l'effet désagréable des courants d'air ou les effets dynamiques.

Le pourcentage d'individus ressentant des courants d'air alors que, à vitesse d'air nulle, leur confort est idéal, dépend non seulement de la vitesse et de la température de l'air mais aussi de son degré de turbulence.

La vitesse de l'air par rapport au sujet varie en fonction du temps à cause de la turbulence. A partir de nombreuses mesures de la vitesse considérée comme une variable aléatoire, on peut définir la vitesse moyenne, v , et l'écart standard σ de cette vitesse:

$$v = \frac{\sum_{i=1}^N v_i}{N} \quad (\text{III-7})$$

$$\sigma^2 = \frac{1}{N-1} \cdot \sum_{i=1}^N (v_i - v)^2 \quad (\text{III-8})$$

L'intensité de turbulence est définie par le rapport σ/v . Le pourcentage d'insatisfaits est alors donné par la relation empirique [Fanger et al, 1988]:

$$PD = \left[\max \left(\begin{array}{c} 0 \\ v - 0,05 \end{array} \right) \right]^{0,6223} (3,143 + 36,96 \cdot \sigma) \cdot (34 - \theta_a) \quad (\text{III-9})$$

Où θ_a est la température de l'air.

On peut déduire de cette relation la température nécessaire pour limiter le pourcentage d'insatisfaits à une valeur donnée:

$$\theta_{a,\min} = 34 - \frac{PD}{\left[\max \left(\begin{array}{c} 0 \\ v - 0,05 \end{array} \right) \right]^{0,6223} (3,143 + 36,96 \cdot \sigma)} \quad (\text{III-10})$$

Cette relation est à la base de la Figure III.8. On voit par exemple que, pour limiter le pourcentage d'insatisfaits à 10% si la vitesse de l'air est de 0,4 m/s, il faut une température d'au moins 28°C en régime laminaire (turbulence nulle) ou 33°C par forte turbulence. [7]

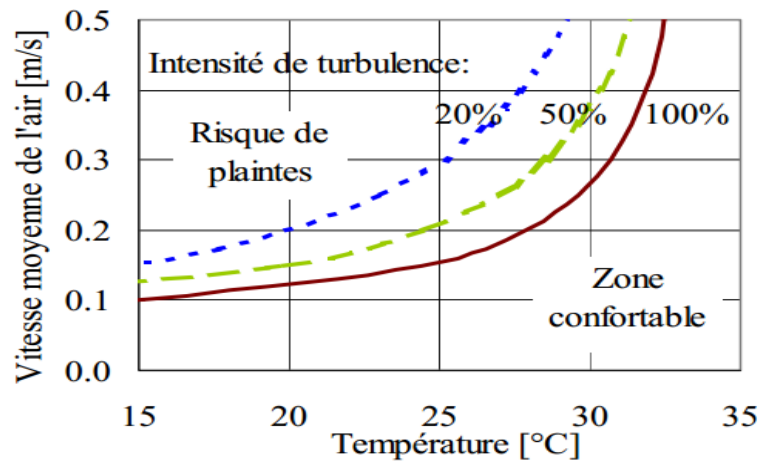


Figure III.8: *Combinaisons de vitesse moyenne, d'intensité de turbulence et de température qui cause 10% d'insatisfaits. [7]*

En règle générale, on évite de causer des courants d'air dont la vitesse excède 0,2 m/s dans la zone occupée. Il est même recommandé de ne pas dépasser 0,1 m/s. [7]

CHAPITRE IV : LE BILAN THERMIQUE

IV.1. INTRODUCTION

Tout projet en thermique débute par le calcul des apports et/ou des déperditions. L'été, les bilans thermiques sont presque toujours positifs, l'équipement à installer devra combattre ces apports positifs afin de garantir des conditions d'ambiance confortables. [25]

L'hiver, les bilans thermiques sont le plus souvent négatifs, l'équipement à installer devra compenser les pertes thermiques afin de garantir des conditions d'ambiance confortables. [25]

Beaucoup d'équipements sont conçus pour combattre les apports l'été et les déperditions l'hiver. Citons par exemple les pompes à chaleur réversibles, les centrales de traitement d'air équipées de batterie à eau glacée et de batterie à eau chaude, etc. [25]

Le chiffrage des apports ou des déperditions peut être effectué par calcul à partir de méthodes simples ou complexes, la tendance actuelle est à l'utilisation de plus en plus fréquente de logiciels spécifiques. [25]

Il est néanmoins tout à fait utile de pouvoir maîtriser les bilans thermiques par le calcul afin d'avoir des repères personnels quant aux valeurs moyennes ! [25]

IV.2. LES CHARGES :

On appelle " charges " les facteurs physiques intérieurs et extérieurs qui perturbent la température et l'hygrométrie d'un bâtiment. Elles jouent donc un rôle très important dans le dimensionnement d'une installation de climatisation. Les équipements devront en effet être suffisamment puissants pour palier aux plus fortes perturbations prévisibles, en été comme en hiver. [26]

Le calcul des charges doit se faire dans les conditions de base qui mènent aux charges maximales et qui permettent de connaître les puissances à installer. [26]

Remarque

Pour les charges intermédiaires, c'est la régulation qui adapte la puissance de l'installation aux conditions instantanées. Il ne faut jamais confondre dimensionnement et régulation. [26]

Les charges peuvent être classées en 2 catégories: [26]

Charges intérieures	Charges extérieures
- Occupants	- Ensoleillement
- Machines	- Infiltration d'air
- Eclairage	- Conduction
- Evaporation	- Convection

A noter qu'il existe de nombreuses méthodes de calcul des charges (ASHRAE, CARRIER, AICVF...etc). [26]

Nous citons ci-dessous les principaux éléments à prendre en considération.

➤ Orientation du local : situation des locaux à conditionner par rapport aux : [27]

- Points cardinaux, géographique (latitude, longitude), climatiques ;

- Immeubles voisins produisant de l'ombre ;

- Surface réfléchissante : eau, sable, parking, etc.

- Plans d'architecture, les détails montrant la structure interne de l'immeuble, les croquis à main
- Dimensions du local : longueur, largeur, hauteur sous plafond ;
- Matériaux de construction : nature des matériaux, épaisseur des murs, toits, plafonds, plancher
- Couleurs des matériaux : couleurs des murs et du toit ;
- Conditions extérieures au local : locaux adjacents conditionnés ou non, température des locaux non conditionnés, plancher sur sol ou sur vide sanitaire, ensoleillement maximum du local ;
- Conditions à maintenir à l'intérieur du local (température et humidité relative) ;
- Destination des locaux : bureau, hôpital, boutique, magasin, atelier... ;
- Fenêtres : dimensions et emplacements, encadrement bois ou métal, type de vitrage, type de store, dimension des auvents et saillies ;
- Portes : emplacement, type, dimensions, fréquence des ouvertures ;
- Occupants : activités et nombres, durée d'occupation du local ;
- Appareils ménagers, moteurs : emplacement, puissance nominale ; durée de fonctionnement et
- Emplacement de l'équipement et réseau de distribution (tracé des canalisations d'eau et des gaines d'air).

IV.3. CONDITION DE BASE DU CALCUL DU BILAN THERMIQUE ETE : [27]

Tableau IV.1 : Exemple des conditions de base (température moyenne, humidité relative moyenne). [27]

Température moyenne (jour/nuit)(° C)													
Lat 43.63 Lon 1.37	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Moyenne annuelle
Moyenne sur 10 ans	2.65	4.54	6.82	9.23	13.5	17.1	21.3	21.2	17.9	12.5	6.96	3.34	11.4

Humidité relative moyenne (%)													
Lat 43.63 Lon 1.37	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	Moyenne annuelle
Moyenne sur 10 ans	85	83	82	80	77	73	65	61	65	76	83	86	76

IV.3.1. Heure de charges de réfrigération maximales dans les locaux : [27]

C'est l'heure pour laquelle tous les calculs du bilan thermique seront effectués.

Pour déterminer cette heure de charges de réfrigération maximales, nous devons suivre les étapes énumérées ci-après : [27]

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

Nous présentons sur la figure IV.1, les 31 types d'orientations possibles des locaux à climatiser. Cette figure est à utiliser avec le tableau IV.1 qui précise pour un local donné, le nombre de murs exposés et leurs différentes orientations.

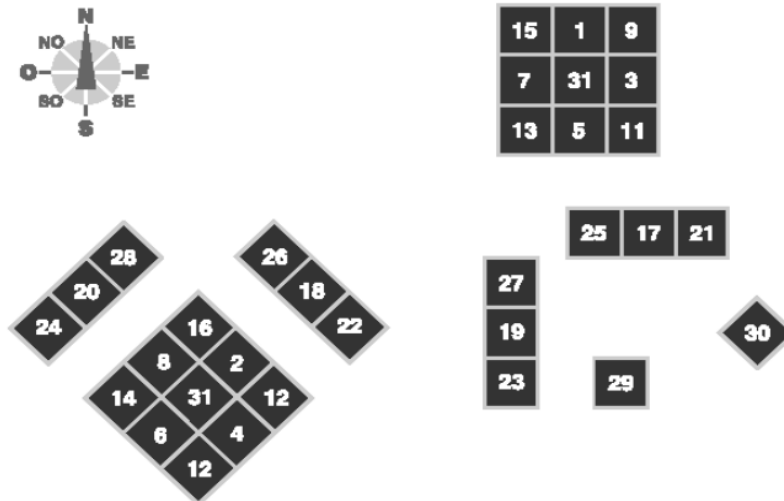


Figure IV.1 : Types d'orientations des locaux à climatiser. [27]

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

Le bilan thermique sera effectué à l'heure où les charges de réfrigération seront maximales. Cette heure sera déterminée à partir du tableau IV.2 en combinaison avec le tableau IV.8 qui indiquera l'heure d'apport solaire maximale en fonction de l'exposition des parois du local étudié. Cette heure de réfrigération devra coïncider avec l'heure des apports solaires maximaux et les charges internes maximales (maximum de personnes ou fonctionnement des équipements). [27]

Si les heures d'apports maximaux des charges externes (rayonnement solaire) et internes ne coïncident pas, nous devons choisir l'heure de charges de réfrigération maximale suivant l'exploitation des locaux.

Tableau IV.2 : Le nombre de murs exposés et leurs différentes orientations. [27]

Orientation des locaux	Nombre de murs exposés	Murs exposés
1	1	N
2		NE
3		E
4		SE
5		S
6		SO
7		O
8		NO
9	2	NE - N - E
10		NE - SE
11		SE - S et E
12		SE - SO
13		SO - S et O
14		SO - NO
15		O - N
16		NO - NE
17		N - S
18		NE - SO
19		E - O
20		NO - SE
21	3	N - E - S
22		NE - SE - SE
23		E - S - O
24		SE - SO - NO
25		S - O - N
26		SO - NO - NE
27		O - N - E
28		SO - NO - SE
29	4	N - E - S - O
30		NE - SE - SO - NO
31	Néant	

IV.3.2. Calcul des apports calorifiques :

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

IV.4. LE CALCUL SIMPLIFIE DU BILAN THERMIQUE :

IV.4.1. Charges externes : [27]

IV.4.1.1. Apport de chaleur par transmission à travers les parois extérieures (murs, toit, plafond et plancher) et les vitrages

$$Q_{Str} = U \cdot S \cdot \Delta\theta \quad (IV-1)$$

- U = coefficient de transmission thermique de la paroi ou du vitrage considéré en W/m² °C (tableau IV.3)
- S = surface de la paroi ou de la fenêtre considérée (surface totale de la baie correspondant à la réservation dans le mur) (m²)
- Δθ = différence de température entre les deux faces de la paroi considérée [°C] (extérieur – intérieur)

IV.4.1.2. Apport de chaleur par rayonnement solaire à travers les parois

La quantité de chaleur traversant le mur [Q_m] : [27]

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

- α = coefficient d'absorption de la paroi recevant le rayonnement
- S = surface des parois en m²
- F = facteur de rayonnement solaire
- R_m = rayonnement solaire absorbé sur la surface du mur en W/m²

Le coefficient d'absorption «α» dépend de la couleur et de la nature du mur (tableau IV.5)

Le facteur de rayonnement «F» indique la part de chaleur absorbée par la surface et transmise à travers le mur du local (tableau IV.6).

La valeur du rayonnement solaire «R_m» sur un mur (tableau IV.8 colonne m) dépend :

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

IV.4.1.3. Apport de chaleur par rayonnement solaire sur les vitrages

La quantité de chaleur traversant le vitrage (Q_v) :

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

- α = coefficient d'absorption du vitrage (tableau IV.5)
- g = facteur de réduction (tableau IV.7) est fonction du mode de protection de la fenêtre contre le rayonnement solaire
- S = surface vitrée (m²)
- R_v = intensité du rayonnement solaire sur les vitrages W/m² ; elle est définie de la même manière que R_m et est donnée par le même tableau IV.8 dans la colonne «v».

IV.4.1.4. Apport de chaleur par renouvellement d'air et infiltration

Le renouvellement d'air dans un local climatisé est nécessaire pour des problèmes hygiéniques. Il se fait en règle générale par la ventilation (naturelle ou mécanique) des locaux ainsi que par infiltration, introduisant de l'air extérieur dans le local climatisé. Il est source d'apport de chaleur sensible et latent dans le local à conditionner. [27]

A/ Gains sensibles par renouvellement d'air :

$$Q_{Sr} = q_v \cdot (\theta_e - \theta_i) \cdot 0,34 \text{ (W)} \quad \text{(IV-4)}$$

B/ Gains latents par renouvellement d'air :

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

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

Tableau IV.3 : Coefficients globaux de transmission thermique U des parois (murs – planchers – toitures – vitrages – terrasses – portes) en $W/m^2\text{°C}$ [27]

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

Vitrage simple	Châssis en bois	5,0	
	Châssis métallique	5,8	
Vitrage double	Avec lame d'air de 6mm	Châssis en bois	3,3
		Châssis métallique	4,0
	Avec lame d'air de 8mm	Châssis en bois	3,1
		Châssis métallique	3,9
	Avec lame d'air de 10mm	Châssis en bois	3,0
		Châssis métallique	3,8

Tableau IV.4 : Différence de température entre les différentes faces des parois [27]

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

Tableau IV.5 : Coefficient d'absorption « α » pour murs, toits et fenêtres [27]

Couleurs et nature de la surface		α
Surfaces très claires	Pierre blanche - surface blanche, claire ou crème ciment très clair	0,4
Surfaces foncées	Fibrociment - bois non peint - pierre brune - brique rouge - ciment foncé - staff rouge, vert ou gris	0,7
Surfaces très foncées	Toitures en ardoises foncées - cartons bitumés très sombre	0,9
Verres (fenêtres ou lanterneaux)	Vitrage simple	1
	Vitrage double	0,9
	Vitrage triple	0,8

Tableau IV.6 : Facteur de rayonnement solaire [27]

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

N.B : Interpoler pour les coefficients intermédiaires

Tableau IV.7 : Facteur de réduction « g » pour fenêtres protégés [27]

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

Tableau IV.8 : Latitude 45° [27]

h	NE		E		SE		S		H		h
	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	
6	325	290	370	335	195	150			80	50	18
7	450	390	595	535	370	320			275	195	17
8	415	330	665	585	515	440	70	17	470	395	16
9	275	175	585	505	550	471	205	110	620	550	15
10	95	25	435	375	520	390	330	205	755	675	14
11			230	130	465	325	370	265	835	740	13
12					275	185	400	290	860	765	12
h	m	v	m	v	m	v	m	v	m	v	h

- h est en heure solaire,
- m est le coefficient de rayonnement solaire absorbé par une paroi opaques en W/m^2 ,
- v est le coefficient de rayonnement solaire absorbé par les vitrages en W/m^2

Tableau IV.9 : Débit de renouvellement d'air nécessaire dans les locaux climatisés et nombre de personne au m^2 par type de locaux [27]

Désignation des locaux	Débit minimum d'air neuf sans fumeur [$m^3/h/personne$]	Densité d'occupation [personne/ m^2]
Locaux d'enseignement	15 - 18	0,67
Dortoirs, chambres collectives	18	0,25
Bureaux et locaux assimilés	18	0,10
Salles de réunion, spectacle	18	0,31
Boutiques, supermarchés	22	0,08
Cafés, bars, restaurant...	22	0,50
Locaux à usage sportif	18	0,80

IV.4.2. Charges internes :

IV.4.2.1. Apport de chaleur par les occupants : [27]

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

1. Gains sensibles occupants :

$$Q_{Soc} = N^{bre} \cdot C_{Soc} [W] \quad (IV-6)$$

2. Gains latents occupants :

$$Q_{Loc} = N^{bre} \cdot C_{Loc} \text{ [W]} \quad (IV-7)$$

- N^{bre} = nombre d'occupants
- C_{Soc} = chaleur sensible des occupants (W) ; (tableau IV.10)
- C_{Loc} = chaleur latente des occupants (W) ; (tableau IV.10)

Les valeurs de la table IV.9 sont valables pour un homme adulte. On devra minorer les valeurs de ce tableau par les coefficients suivants : [27]

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

IV.4.2.2. Apport de chaleur par l'éclairage :

Il constitue une source de chaleur sensible et dépend du type de lampe (tableau IV.11) :

Lampe fluorescente

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

Lampe incandescente

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

- P = puissance de la lampe [W]

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

IV.4.2.3. Apport de chaleur par les machines et appareillages : [27]

La plupart des appareils constituent à la fois une source de chaleur sensible et latente. Le tableau IV.12 donne les apports de chaleur par les machines et appareillages ($Q_{Séqip.}$). Les valeurs de ces tables ont été déterminées d'après les indications de divers fabricants.

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

Tableau IV.10 : Chaleur dégagée par les personnes [W]. [27]

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

Tableau IV.11 : Chaleur dégagée par l'éclairage. [27]

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

Tableau IV.12 : Appareillages électriques et gaz. [27]

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

IV.4.3. Les charges thermiques totales :

Le bilan thermique total (Q_T) est la somme de toutes les charges externes et internes. Il est plus pratique de faire la somme des charges sensibles (Q_S) et latentes (Q_L). D'où : [27]

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

IV.4.3.1. Charges sensibles totales :

Ce sont les apports de chaleur sensible dans le local, dus à la différence de température entre l'intérieur et l'extérieur ; on a : [27]

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

IV.4.3.2. Charges latentes totales : [27]

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

$$Q_L = Q_{Lr} + Q_{Loc} + Q_{L\text{équip}} \quad (\text{IV-12})$$

IV.5. Règles de calcul des déperditions calorifiques à partir du DTR : [28, 29, 30]

IV.5.1. Présentation :

DTR est le document technique réglementaire du code C.3.2 [28] pour la réglementation thermique des bâtiments d'habitation, publié par le ministère de l'habitat en coopération avec le CNERIB (centre national d'étude et de recherche intégrée du bâtiment), en vue d'apporter une première réponse aux problèmes liés à la thermique du bâtiment.

Cette exigence réglementaire consiste à limiter les déperditions calorifiques dans le but d'économiser de 20 à 30 % d'énergie de chauffage consommée.

Les méthodes de calcul présentées sont simples mais applicables au cas général, pour des calculs plus précis il est d'autant plus intéressant de faire appel à des logiciels de simulation en calcul dynamique.

IV.5.2. Bases de calcul :

Sur la base du DTR [28], tout concepteur se doit de :

- Définir les volumes thermiques.
- Calculer pour chaque volume thermique les pertes par transmission et les pertes par renouvellement d'air.
- Vérifier que les déperditions par transmission du logement sont inférieures aux déperditions de référence.
- Calculer éventuellement les déperditions de base qui expriment les besoins de chauffage.

a) Expressions générales des déperditions :

✚ Déperditions totales :

$$D = \sum D_i \quad [\text{W}/^\circ\text{C}] \quad (\text{IV-13})$$

* D_i [W/°C] représente les déperditions totales du volume « i ».

✚ Déperditions totales d'un volume :

$$D_i = (D_T)_i + (D_R)_i \quad [\text{W}/^\circ\text{C}] \quad (\text{IV-14})$$

* $(D_T)_i$ [W/°C] représente les déperditions par transmission du volume i.

* $(D_R)_i$ [W/°C] représente les déperditions par renouvellement d'air du volume i.

✚ Déperditions par transmission :

$$(D_T)_i = (D_s)_i + (D_{li})_i + (D_{sol})_i + (D_{inc})_i \quad (\text{IV-15})$$

* $(D_s)_i$ [W/°C] représente les déperditions surfaciques à travers les parties courantes des parois en contact avec l'extérieur.

* $(D_{li})_i$ [W/°C] représente les déperditions à travers les liaisons.

* $(D_{sol})_i$ [W/°C] représente les déperditions à travers les parois en contact avec le sol.

* $(D_{inc})_i$ [W/°C] représente les déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés.

✚ Déperditions par renouvellement d'air :

$$(D_R)_i = (D_{Rv})_i + (D_{Rs})_i \quad (IV-16)$$

* $(D_{Rv})_i$ [W/°C] représente les déperditions dues au fonctionnement normal des dispositifs de ventilation.

* $(D_{Rs})_i$ [W/°C] représente les déperditions supplémentaires dues au vent.

b) Déperditions de référence :

Les déperditions par transmission DT doivent être confirmées par : DTR C3-2 [28]

$$D_T \leq 1,05 \times D_{réf} \quad [W/°C] \quad (IV-17)$$

* $D_{réf}$ [W/°C] représente les déperditions de référence.

✚ Calcul des déperditions de référence :

$$D_{réf} = a \times S_1 + b \times S_2 + c \times S_3 + d \times S_4 + e \times S_5 \quad (IV-18)$$

- Les S_i [m²] représentent les surfaces des parois en contact avec l'extérieur. Le tableau qui va suivre indique les coefficients de transfert thermique de référence à prendre pour différentes zones climatiques et pour les surfaces suivantes : S1 la toiture, S2 le plancher bas, y compris les planchers bas sur locaux non chauffés, S3 les murs, S4 les portes, S5 les fenêtres et les portes-fenêtres. S1, S2, S3 sont comptées de l'intérieur des locaux, S4 et S5 sont comptées en prenant les dimensions du pourtour de l'ouverture dans le mur.

Tableau IV.13 : Coefficients de référence [30]

Zone	Logement individuel					Logement en immeuble collectif				
	a	b	c	d	e	a	b	c	d	e
A	1.10	2.40	1.40	3.50	4.50	1.10	2.40	1.20	3.50	4.50
B	1.10	2.40	1.20	3.50	4.50	0.90	2.40	1.20	3.50	4.50
B'	1.10	2.40	1.20	3.50	4.50	0.90	2.40	1.20	3.50	4.50
C	1.10	2.40	1.40	3.50	4.50	0.85	2.40	1.20	3.50	4.50
D	2.40	3.40	1.40	3.50	4.50	2.40	3.40	1.40	3.50	4.50
D'	2.40	3.40	1.40	3.50	4.50	2.40	3.40	1.40	3.50	4.50

Les zones climatiques considérées dans le DTR sont les suivantes :

- La zone A comprend le rivage de la mer et parfois le versant Nord des chaînes côtières.

- La zone B comprend la plaine derrière le rivage de la mer et les vallées entre les chaînes côtières et l'atlas tellien ; au sein de cette zone, on distingue une sous-zone B'
- La zone C comprend les Hauts-Plateaux compris entre l'atlas tellien et l'atlas Saharien.
- La zone D comprend le Sahara, au sein de laquelle on distingue une sous-zone D.

Le découpage administratif est celui en vigueur en Avril 1998 (voir annexe 1 du DTR).

Les coefficients a, b, c, d et e, (en $W/m^2 \cdot ^\circ C$) dépendent de la nature du logement et de la zone climatique.

Les coefficients a, b, c, d et e correspondent en fait à des coefficients K globaux, ils ne représentent pas chacun une valeur limite intrinsèque à ne pas dépasser puisque seul le total de l'addition est caractéristique et que des compensations sont possibles.

Application :

Dans un hangar industriel dont les conditions sont ($T = 28^\circ C$, $H_{Abs} = 9.9g/kg$, $H_{relative} = 50\%$) on a construit un local servant de métrologie. Ce local est plaqué contre un mur donnant vert l'extérieur ; il repose sur un plancher autonome et il est recouvert d'un plafond.

Les conditions extérieures de base sont ($T = 36^\circ C$, $H_{Abs} = 15.6g/kg$, $H_{relative} = 41.5\%$).

Les conditions intérieures à maintenir sont ($T = 25^\circ C$, $H_{Abs} = 9.9g/kg$, $H_{relative} = 50\%$).

Les caractéristiques des différentes parois sont :

- partie donnant sur l'extérieur (paroi du hangar) :
 - Mur ; $S = 10.5 m^2$; $K = 0.45 W/m^2K$ coté ouest
 - Vitrage ; $S = 4.5 m^2$; $K = 3.5 W/m^2K$ coté ouest
- partie donnant à l'intérieur :
 - Plafond ; $S = 15 m^2$; $K = 2 W/m^2K$
 - Mur ; $S = 31.11 m^2$; $K = 1.25 W/m^2K$
 - Porte ; $S = 1.89 m^2$; $K = 2 W/m^2K$
 - Plancher ; $S = 15 m^2$; $K = 1.25 W/m^2K$

Le local a un volume de $3 \times 5 \times 3$; ce local accueille 2 personnes ($C_s = 65W$, $C_L = 60W/personne$) ; les machines apportent une enthalpie sensible de $800W$; le renouvellement d'air est de 2 volume/heure.

Le vitrage est un simple vitrage et ne comporte pas de store. Le hangar est situé à une latitude de 45° . Le mur extérieur est en fibrociment.

Solution :

Le calcul est exécuté par Excel, en appliquant les étapes de la méthode simplifiée ci-dessus.

LOCAL		Destination:	<i>Hanger industriel- local métrologie</i>					
	Situation:		étage					
	Dimensions:	3x5	15 m ² de surface	3 m de hauteur		45 m ³ de volume du local		
CONDITIONS		t°sèche	t°humide	humidité relative	humidité absolue	enthalpie		
• Air extérieur		36 °C	25 °C	41,50%	15,6 g/kg	76,3 kJ/kg		
• Air du local		25 °C	17,9 °C	50%	9,9 g/kg	50,4 kJ/kg		
		Δt = 11°C			Δrv = 5,7 g/kg	Δh=25,9kJ/kg		
• Renouvellement d'air = 90 m ³ /h				• Débits de fuites = 0 m ³ /h				
• Calculs effectués pour 16 h								
I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
PAROI:	Dimensions de la paroi	Surface brute de la paroi m ²		Δt	Apport par transmission			Apport par ray, solaire
désignation et exposition	Nombre & dimensions vitrage	Surface totale des vitrages m ²	Kv	des t° sèche	III x IV x V (W)	g x A x Iv = Rv		III x VII (W)
		Surface nette de la paroi m ²	Km	°C		S x A x Im = Rm		III x VIII (W)
Vitrage Ouest		4,5	3,5	11	173	585 x 1 x1	585	2632
Mur Ouest		10,5	0,45		52	665x0,7x0,0225	10,5	110
Plafond		15	2	3	90			
Mur		31,11	1,25		117			
Porte		1,89	2		11			
Plancher		15	1,25	11	206			
RAPPORT DE CHALEUR SENSIBLE			Total par transmission		649			
			Total par rayonnement solaire					2742
			Occupants: nombre 2 x W/personne 65 =					130
			Appareils électriques: Watts dissipés					800
			Sources diverses:					
			Renouvellement d'air: Δt 11 x 90 m ³ /h x 0,33					327
			(1) CHARGE CALORIFIQUE SENSIBLE =					4648
RAPPORT DE CHALEUR LATENTE			Occupants: nombre 2 x W /personne 60 =					120
			Sources diverses:					
			Renouvellement d'air: Δrv 5,7 x 90 m ³ /h x 1,2 x 0,7					431
			(2) CHARGE CALORIFIQUE LATENTE =					551
			CHARGE CALORIFIQUE TOTAL (1) + (2)					5199W

Chapitre V : ISOLATION DES PAROIS

V.1. Introduction :

Pour éliminer la **conduction**, il faut éliminer la matière. Le vide ne conduit pas la chaleur.

Pour éliminer la **convection**, il faut immobiliser ou supprimer les fluides. Il n'y a de convection possible ni dans le vide, ni dans un fluide immobilisé.

Pour éliminer le **rayonnement**, il faut des écrans opaques au rayonnement, ou des surfaces non émissives (donc réfléchissantes) au rayonnement thermique.

Pour éliminer l'**évaporation - condensation**, il faut utiliser des matériaux secs.

Ces conditions sont partiellement contradictoires, et ne peuvent être bien réalisées que dans l'espace intersidéral, en traitant les surfaces des corps à isoler pour les rendre réfléchissantes. Dans le bâtiment, l'aspect économique est primordial: **c'est l'air immobilisé qui est l'isolant utilisé dans le bâtiment**. L'air est immobilisé dans des mousses ou entre des fibres. Les parois des alvéoles des mousses, ainsi que les fibres, font aussi écran au rayonnement. [7]

Dans un matériau isolant, la chaleur est donc transportée par les trois modes possibles (conduction, rayonnement et convection), le premier étant dominant. Pour des raisons pratiques, on attribue donc la totalité du transfert de chaleur au travers du matériau à la conduction, en déterminant, par la mesure, une **conductivité thermique apparente** du matériau. [7]

A quelques exceptions près la conductivité thermique apparente ne peut pas être inférieure à celle de l'air immobile, à savoir $0,024 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Pour un matériau isolant donné, elle varie avec la densité apparente: les matériaux très légers permettent une part appréciable de rayonnement et de convection, mais présentent une faible conduction dans le solide. Les matériaux plus denses sont totalement opaques au rayonnement et la convection y est négligeable, mais la conduction dans le solide (fibres et parois) devient importante. [7]

V.2. Matériaux d'isolation

L'isolation thermique est la clé du confort thermique. [7]

Un projet d'isolation thermique, pour réussir, devra être conçu avec une vraie cohérence d'ensemble : il ne suffit pas d'ajouter épaisseur d'isolant sur épaisseur d'isolant, car cela coûte cher et peut avoir une efficacité limitée au final.

Il est donc recommandé de :

- prendre en compte la réglementation ;
- faire un bilan thermique ;
- prendre le temps de bien comprendre les principes de la conductivité et de la résistance thermique, et de l'inertie thermique et l'effusivité des matériaux ;
- traquer les ponts thermiques, qui sont un élément essentiel de tout projet d'isolation.

Il est également intéressant de considérer la possibilité de l'isolation thermique par l'extérieur, qui offre de grands avantages en termes de simplicité technique et de performance par rapport aux ponts thermiques.

V.3. Qualité des isolants thermiques [7]

La conductivité thermique n'est pas la seule propriété à prendre en compte dans le choix d'un isolant. Les caractéristiques suivantes sont au moins aussi importantes, et peuvent être primordiales suivant les applications:

- Résistance au feu ;
- Résistance mécanique (traction et compression) ;
- Étanchéité à l'air ;
- Résistance à la diffusion de vapeur d'eau ;

Faible absorption d'eau par immersion, par flottaison et par diffusion ;
Stabilité dimensionnelle et comportement à la chaleur ;
Qualités acoustiques ;
Prix.

V.3.1. Résistance au feu [7]

Pour de raisons de sécurité évidentes, il est interdit d'utiliser des matériaux de construction facilement inflammables.

L'absorption de la lumière par la fumée produite par la combustion est indiqué par un chiffre arabe: 1: forte absorption, fumées opaques; 2: absorption moyenne et 3: faible absorption (moins de 50%).

V.3.2. Résistance mécanique [7]

L'isolation des dalles, des planchers, ou des ouvrages souterrains nécessite des matériaux qui résistent à la compression. La résistance des isolants à la compression est mesurée par la contrainte nécessaire pour diminuer l'épaisseur d'un échantillon de 10%. Cette contrainte s'exprime en milliers de Pascals [kPa]. La résistance à la compression doit être d'au moins 110 kPa pour l'utilisation en toiture plate. Certains isolants comme la mousse de verre ou semi-isolants comme le béton cellulaire autoclave sont peu élastiques et ne se compriment pas autant. On utilise alors la contrainte à la rupture.

L'isolation extérieure compacte et les toitures plates non chargées nécessitent un isolant qui résiste dans une certaine mesure à la traction, de manière que les couches d'isolant ne se séparent pas sous l'effet des forces de succion du vent. La résistance à la traction est donc mesurée dans le sens de l'épaisseur des panneaux. C'est la contrainte (en kPa) nécessaire à séparer le panneau en deux ou plusieurs parties. Un matériau isolant doit avoir une résistance supérieure à 6 kPa pour être utilisé en isolation extérieure compacte.

V.3.3. Étanchéité à l'air

L'étanchéité à l'air n'est pas, en principe, attendue d'un matériau isolant, car cette fonction doit généralement être remplie par une autre couche de l'enveloppe, à savoir la structure porteuse de la paroi (béton, maçonnerie), une feuille d'étanchéité ou un revêtement intérieur (crépis ou enduit par ex.). Même si le matériau isolant est étanche à l'air, les joints entre les lés ou les panneaux sont perméables à l'air, à moins d'être jointoyés (cas de la mousse de verre collée au bitume). [7]

V.3.4. Résistance à la diffusion de vapeur d'eau

La vapeur d'eau diffuse au travers des matériaux, surtout s'ils sont poreux, et tend à se condenser dans les zones froides, donc notamment du côté froid de la couche isolante. Pour limiter les risques de dégâts dus à la condensation, on peut réduire le flux de vapeur d'eau en plaçant des matériaux qui offrent une forte résistance à la diffusion de vapeur d'eau. L'étanchéité à l'air doit être conjointement assurée. [7]

V.3.5. Absorption d'eau

Un matériau humide perd son pouvoir isolant. Les isolants en contact avec de l'eau (en toiture inversée ou en contact avec le terrain) ne doivent donc pas absorber d'eau. Le pouvoir absorbant des matériaux isolants est mesuré soit par immersion d'échantillons dans l'eau, par flottation d'échantillons sur un bac d'eau ou enfin par diffusion de vapeur d'eau dans un gradient de température. [7]

V.3.6. Stabilité dimensionnelle et résistance à la chaleur

Les matériaux isolants utilisés en toiture plate doivent résister à long terme aux températures élevées (70 °C et plus) obtenues par grand soleil et à court terme aux températures encore plus élevées utilisées pour souder les lés d'étanchéité posés sur la couche isolante (120 °C pour les matières plastiques, 180 °C pour les lés bitumineux). D'autre part, ils ne doivent pas trop se déformer (dilater, rétrécir) sous l'effet des variations de température ou d'humidité. [7]

V.3.7. Qualités acoustiques

Certains matériaux isolants sont utilisés soit pour atténuer les bruits de chocs, soit pour absorber les bruits aériens. Dans le premier cas, ils doivent être mous tout en présentant une certaine résistance à la compression. Dans le second cas, ils doivent être perméables à l'air tout en offrant une certaine résistance, ce qui permet d'absorber les ondes acoustiques par frottement de l'air contre les composants (fibres, parois de bulles ouvertes) du matériau. [7]

Tableau V.1: Qualités des matériaux isolants [7]

Applications											
	Pouvoir isolant	Densité	Résistance au feu	Diffusion de vapeur μ d'eau	Résistance à l'eau	Résistance à 10% de compression [kPa]	Résistance à la traction [kPa]	Étanchéité à l'air	Résistance à la chaleur	Absorption acoustique bruits de choc	Absorption acoustique bruits aériens
Matériau											
Laine minérale légère	+	--	++	--	0	--	--	--	+		++
Laine minérale dense	++	-	++	--	0	0	-	--	++	++	+
Mousse de verre	+	+	++	++	++	++	++	++	++	--	
Béton cellulaire	--	++	++	-	-	++	+	+	++	--	
PUR	++	-	0	-	0	+	+	0	++	-	--
Urée Formaldéhyde	+	--	+	--	-	--	--	--	0		
PS expansé	+	--	+	+	0	+	+	0	0	-	--
PS extrudé	++	0	+	++	+	+	++	0	0	-	--
Fibres de bois	0	+	0	0	--	+	--	-	+	+	++
Paille et ciment	0	++	+	0	--	+	0	-	+	0	+
Liège	+	+	+	+	-	+	0	+	++	+	-

++ très élevé, + élevé, 0 moyen/acceptable, - bas, -- très bas, case vide: ne s'applique pas (d'après "Essais comparatifs", OFQC 1983)

V.4. Les différents matériaux sur le marché

V.4.1. Matériaux fibreux inorganiques

La fibre de verre et la laine de roche sont tous deux fabriqués en fibrant par centrifugation un liquide vitreux obtenu par fusion de minéraux. Les fibres sont enduites d'une colle (bakélite) et calandrées pour en faire des nattes ou des plaques. [7]



Figure V.1: Photo d'une fibre inorganique [7]

Ces matériaux présentent une excellente résistance au feu et de bonnes qualités acoustiques. Leur densité peut varier d'un facteur 10, ce qui permet de nombreuses applications. Les rouleaux de matelas de fibre légère et les panneaux légers sont utilisés pour les isolations en toiture inclinée ou dans les parois verticales. Les panneaux denses servent d'isolation là où une résistance mécanique est nécessaire: dalles, toitures plates, etc. [7]

V.4.2. Matériaux fibreux organiques

Les fibres organiques naturelles ne sont plus guère utilisées dans le bâtiment, mais gardent un marché marginal dans la construction éco-biologique. La laine, le coton, la cellulose (papier mâché), la paille, et autres fibres de plantes (dont le chanvre) peuvent être utilisés comme matériaux isolants. Des mesures doivent être prises pour que ces matériaux résistent au feu, à l'humidité et aux parasites. [7]

V.4.3. Mousses inorganiques

La **mousse de verre** est obtenue en faisant cuire au four un mélange de fine poudre de verre avec un peu de poudre de graphite, placé dans un moule rectangulaire. La surface supérieure du mélange fond en premier et empêche le gaz carbonique résultant de la combustion du carbone de s'échapper. Ce gaz reste alors occlus dans des bulles de verre et le mélange lève comme un cake.

Ce matériau, relativement cher, est totalement étanche à l'eau et présente d'excellentes qualités mécaniques. Il est utilisé en toiture plate et pour l'isolation de fondations et de dalles soumises à de fortes charges. [7]

Le **béton cellulaire** autoclave est expansé par addition de poudre d'aluminium à un mortier. L'aluminium réagit avec l'eau et le ciment et dégage de l'hydrogène. La mousse ainsi obtenue est durcie à l'autoclave, puis découpée en blocs. Ce matériau est utilisé d'une part comme béton léger, et d'autre part pour construire des parois homogènes. Il est sensible à l'eau, et au gel lorsqu'il est humide.



Figure V.2: Photo d'une mousse de verre [7]

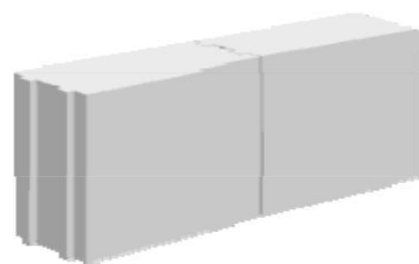


Figure V.3: Photo d'un béton cellulaire [7]

V.4.4. Mousses organiques

Ce sont les mousses de matières plastiques telles que le **polyuréthane** (PUR), le **polystyrène** (PE), l'**urée-formaldéhyde** (UF), le **PVC**, le **polyéthylène**, etc. Le PE et le PUR sont très employés dans le bâtiment. L'UF est utilisé exclusivement pour des injections in situ. Les autres mousses, plus chères, sont d'utilisation marginales, surtout industrielles. [7]

Le polystyrène peut être expansé puis découpé, pour faire des plaques d'isolant d'usage général, mais peu résistantes à l'eau. Il peut aussi être extrudé directement en plaques, qui possèdent alors une pellicule les rendant résistantes à l'eau. [7]

Le polyuréthane expansé possède une conductivité thermique apparente très basse, du moins lorsqu'il est jeune. Il a aussi une bonne résistance à la compression. Il est utilisé en toiture, sous des dalles, en isolation industrielle et en injections ou projections in situ. Il est sensible au rayonnement ultraviolet et ne doit pas être exposé aux intempéries. [7]



Figure V.4: Photo d'une mousse organique [7]

V.4.5. Matériaux ligneux

Les bois légers, la paille agglomérée, les panneaux de fibre de bois peuvent être utilisés comme isolants. Le plus courant est la paille agglomérée au ciment, utilisé directement en fond de coffrage. Ces panneaux adhèrent bien au béton et mortiers. [7]

V.4.6. Liège

Le liège est un isolant naturel qui a beaucoup été utilisé, notamment en panneaux de déchets agglomérés au bitume, pour les toitures plates. Son prix fait qu'il est actuellement remplacé par les matériaux synthétiques.

Il existe d'autres matériaux isolants moins présents sur le marché, tels que les isolants naturels comme la laine, la fibre de chanvre, la cellulose, etc. [7]

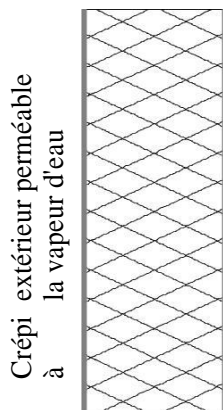


Figure V.5: Photo d'un liège [7]

V.5. Application des isolants thermiques

Il n'y a pas de mauvais matériau isolant, il n'y a que de mauvaises applications. Le matériau isolant idéal dépend de son application. La mousse de verre ou le polyuréthane sont beaucoup trop chers pour être placés entre deux murs, où la laine minérale ou le polystyrène expansé conviennent parfaitement. Par contre, il serait insensé d'utiliser ces deux derniers matériaux dans une application où ils seraient exposés à l'eau, car ils seraient rapidement détremés. Certains isolants sont destinés à des applications très spécifiques: le polystyrène extrudé s'utilise en toiture inversée, car il supporte bien les intempéries. La mousse de verre convient aux applications où une résistance à la compression élevée ou une étanchéité à l'eau parfaite est essentielle. [7]

V.5.1. Parois homogènes



Certains matériaux présentent une conductivité thermique apparente relativement faible tout en ayant une résistance mécanique suffisante pour en faire des parois. Ce sont la brique alvéolée, la brique en terre cuite porosifiée, et le béton cellulaire. La conductivité thermique apparente de ces matériaux n'est toutefois pas aussi basse que celle des isolants spécifiques, et l'épaisseur des parois doit être suffisante (40 cm et plus) pour garantir une isolation conforme aux normes actuelles. [7]

Des bâtiments anciens ont été construits en parois homogènes de maçonnerie à la chaux, de torchis, voire de pierre de taille. Ces derniers matériaux n'assurent toutefois pas une isolation thermique suffisante selon les critères modernes.

Le bois massif présente de bonnes qualités tant statiques que thermiques, et a été largement utilisé pour les chalets. Cette solution est toutefois trop coûteuse actuellement. [7]

V.5.2. Dalles toitures

L'isolant dans les dalles toitures plates classiques est placé entre une barrière à la diffusion de vapeur, elle-même posée sur la dalle, et la couche d'étanchéité. L'isolant doit résister à la compression, et aux températures élevées qui peuvent survenir, soit à cause du soleil, soit lors de la pose de l'étanchéité bitumineuse. [7]

On a beaucoup utilisé le liège pour cette application. Maintenant, on utilise le polyuréthane, la mousse de verre, les fibres minérales et le polystyrène, ces derniers à hautes densités. [7]

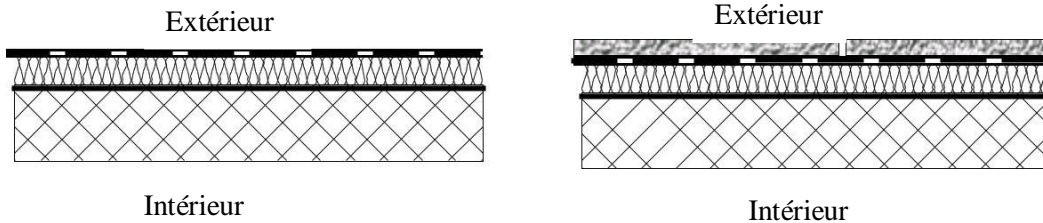


Figure V.6: Dalles toiture plates classiques, à gauche sans protection, à droite avec protection de l'étanchéité. [7]

V.5.3. Toiture inversées

Dans la toiture plate inversée, l'isolant est placé au-dessus de l'étanchéité, elle-même directement posée sur la dalle. Cette dalle souvent recouverte d'une chape de pente. Des dallâtes de béton ou du gravier chargent les plaques d'isolant, les protégeant du soleil et les empêchant de s'envoler. [7]

Seul le polystyrène extrudé, ayant une pellicule étanche à l'eau sur ses deux faces, convient à cette application. Un feutre drainant est posé sous l'isolant, l'empêchant de se coller à l'étanchéité. Un autre feutre doit être placé sous le gravier, pour éviter que celui-ci ne se glisse entre les plaques. [7]

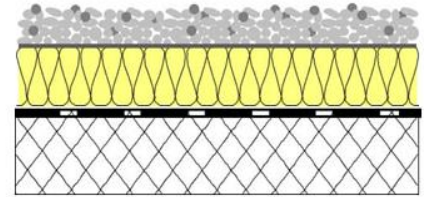


Figure V.7: Toiture inversée. [7]

V.5.4. Toitures et parois ventilées

L'isolant posé dans ces éléments de construction est bien protégé des intempéries par les tuiles et une sous-toiture, ou par un bardage. Les charges mécaniques de la toiture ou du bardage sont supportées par le lattage et le contre-lattage, ou par des supports ad hoc. [7]

Tout isolant convient donc, notamment les moins chers. On utilise souvent des fibres minérales légères en rouleaux, facile à poser entre les chevrons. Le polystyrène expansé à faible densité convient aussi. [7]

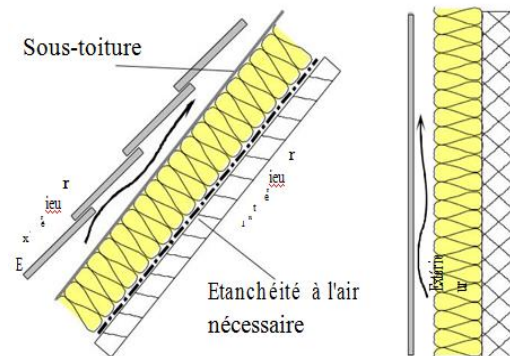


Figure V.8: Toiture et parois ventilées. [7]

Pour ces parois, il faut particulièrement veiller à assurer l'étanchéité à l'air, en particulier dans les constructions en bois.

V.5.5. Isolation entre deux parois

Dans ces éléments, l'isolant est bien protégé, et pratiquement n'importe quel isolant convient. Pour des raisons pratiques, on préfère des panneaux de moyenne densité. [7]

En principe, il est préférable de poser l'isolant à l'extérieur de la structure porteuse, car cette disposition évite de nombreux ponts thermiques, diminue les risques de condensation et augmente l'inertie thermique interne du bâtiment. [7]

L'ancienne méthode consistant à poser l'isolant à l'intérieur de la structure porteuse et à le protéger par un galandage (à gauche sur la Figure V.9), ne se justifie plus avec les épaisseurs d'isolant posées actuellement. [7]

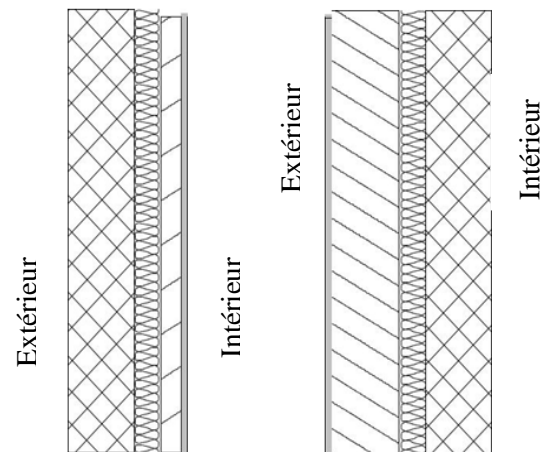


Figure V.9: Isolation entre murs [7]

Certains matériaux se prêtent bien à l'injection après coup d'espace d'air inaccessible autrement. Ainsi, d'anciens murs doubles et des toitures comportant des espaces vides peuvent être isolés après coup en injectant, suivant les cas, des flocons de fibres minérales ou des mousses organiques (polyuréthane, urée-formaldéhyde). Il est important, pour assurer le succès de ces opérations, de les faire effectuer par des spécialistes ayant de l'expérience. [7]

V.5.6. Dalles planchers

L'isolation posée sous un plancher ou une chape doit résister à la compression. On utilise le polystyrène expansé et les laines minérales relativement denses.

Une couche de fibres minérales de faible épaisseur est souvent utilisée sous la chape pour amortir la propagation des bruits d'impacts. [7]

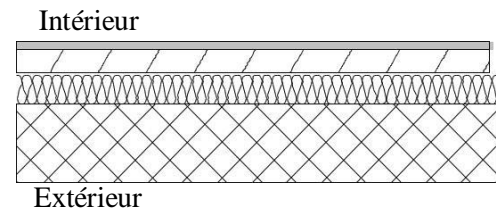


Figure V.10: Dalle plancher. [7]

V.5.7. Éléments d'enveloppe légers

Des éléments de façade légers sont préfabriqués en collant des feuilles ou des plaques de revêtement sur les faces intérieure et extérieure d'un matériau isolant. Pour cette application, le matériau isolant doit être rigide, donc présenter une résistance mécanique suffisante à la traction et à la compression. On utilise essentiellement les mousses organiques telles que le polyuréthane et le polystyrène expansés. [7]

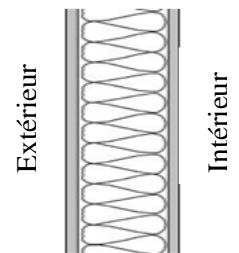


Figure V.11: Panneau léger. [7]

V.5.8. Isolation extérieure compacte

L'isolation extérieure compacte ou crépie est constituée de plusieurs couches: le matériau isolant est collé sur la face extérieure de la façade, à l'aide d'un ciment-colle. Des clous de matière plastique sont parfois utilisés pour fixer l'isolant. L'isolant est ensuite enduit d'un crépi synthétique armé d'un treillis de fibre de verre pour le protéger des intempéries et lui donner son aspect final. [7]

Des systèmes d'isolation extérieure compacte existent pour tous les isolants principaux (fibres minérales, mousses organiques et inorganiques), mais les systèmes utilisant polystyrène expansé dominent actuellement. Il est essentiel, pour la durabilité du système, que toutes les couches, depuis le revêtement de façade jusqu'aux crépis finals soient posées par des spécialistes ayant de l'expérience dans le système. Tous les matériaux utilisés doivent faire partie du système proposé par le fabricant. Le bricolage dans ce domaine est pratiquement voué à l'échec.

Ce mode de faire est relativement bon marché, mais certainement plus fragile et moins durable que l'isolation entre murs. [7]

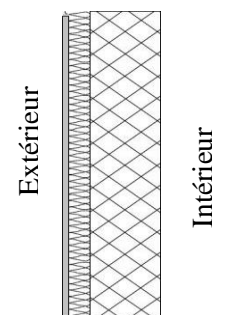


Figure V.12: Isolation extérieure compacte [7]

V.5.8. Isolation transparente

En plaçant un isolant transparent ou un vitrage isolant devant une paroi foncée, on convertit celle-ci en capteur solaire. Le rayonnement solaire traverse, du moins en partie, la couche d'isolant et se transforme en chaleur à la surface de la paroi. Cette chaleur pouvant difficilement ressortir au travers de la couche isolante pénètre dans le bâtiment au travers de la paroi. [7]

Dans ce cas, une paroi non ombragée, exposée entre le sud-est et le sud-ouest présente un bilan positif pendant la saison de chauffage en climat tempéré.

Le coût de cette technique est encore relativement élevé, partie parce qu'une protection solaire amovible est nécessaire pour contrôler l'apport de chaleur. [7]

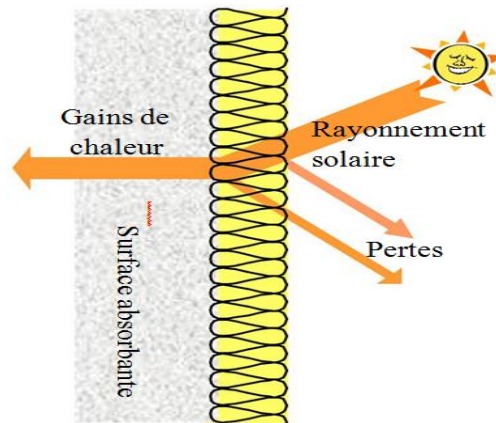


Figure V.13: Isolation transparente [7]

V.6. Ponts thermiques

Un pont thermique est constitué par toute discontinuité dans la couche isolante, par tout endroit où la résistance thermique présente une faiblesse. Au voisinage d'un pont thermique, les lignes de flux se resserrent: plus de chaleur passe par unité de surface. Les isothermes se déforment en s'écartant les unes des autres. Les lignes de flux restent néanmoins perpendiculaires aux isothermes. Ces ponts ne causent pas seulement des pertes de chaleur inutiles, mais peuvent être sources de dégâts: moisissures, taches de poussière. [7]

V.6.1. Types de ponts thermiques

On distingue les **ponts thermiques géométriques** tels que les angles et les coins, et les **ponts thermiques matériels**, dans lesquels un matériau conducteur de la chaleur traverse la couche isolante. On classe aussi les ponts thermiques en **ponts linéaires**, qui ont une certaine longueur, et les **ponts ponctuels**, dans lesquels l'interruption de la couche isolante reste locale. [7]

Toute courbure dans la couche isolante ou dans la paroi constitue un **pont thermique géométrique**. Les isothermes doivent suivre la courbure de la paroi et les lignes de flux, qui leur sont perpendiculaires, se resserrent vers l'intérieur de la courbure. [7]

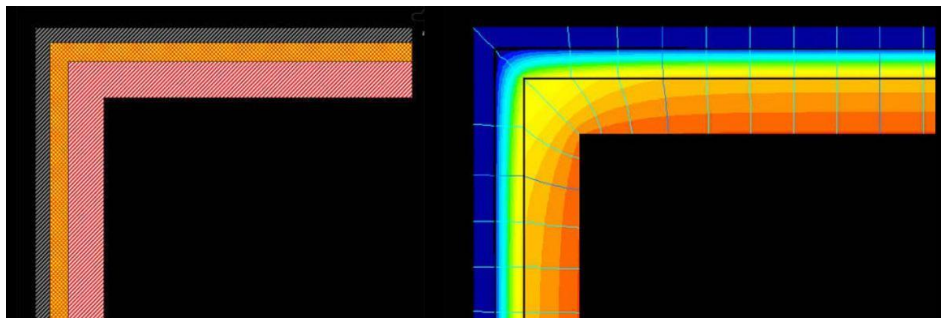


Figure V.14: Pont thermique géométrique: angle d'un bâtiment. A gauche, en plan, à droite, isothermes (zones colorées) et lignes de flux. [7]

La Figure V.14 montre un pont thermique géométrique typique, constitué par un angle entre deux parois, le mur étant constitué de briques avec de la laine minérale et un doublage extérieur en plots de ciment. Le rouge correspond à 20°C et le bleu à 0°C. La teinte change à chaque degré. Les lignes minces sont des lignes de flux, tracées tous les W/m. On voit que la température intérieure et extérieure du coin sont légèrement inférieures à celles en pleine paroi. On constate aussi que les lignes de flux sont un peu plus serrées vers l'intérieur du coin qu'en pleine paroi. [7]

Les ponts thermiques géométriques n'ont en général pas des effets importants, notamment sur les déperditions, parce que la couche isolante n'est pas interrompue, elle n'est que déformée. Toutefois, lorsque les conditions sont critiques, l'abaissement de température à la surface intérieure peut être suffisant pour favoriser l'apparition de moisissures. [7]

Les **ponts thermiques matériels** se trouvent à tout endroit où la couche isolante est interrompue ou traversée par un matériau plus conducteur. La Figure V.15 montre un pont thermique matériel constitué d'une dalle reposant sur un mur avec isolation intérieure. Le rouge correspond à 20°C et le bleu à 0°C. La teinte change à chaque degré. Les lignes minces sont des lignes de flux, tracées tous les W/m. On voit très bien que les lignes de flux se concentrent fortement au travers du pont, comme une rivière dans une gorge, et que les isothermes s'écartent, comme le niveau de l'eau baisse près d'une rupture de digue. On observe un net refroidissement et une concentration des lignes de flux de chaleur près du pont thermique. Les ponts thermiques matériels ont souvent des conséquences plus graves que les ponts géométriques. [7]

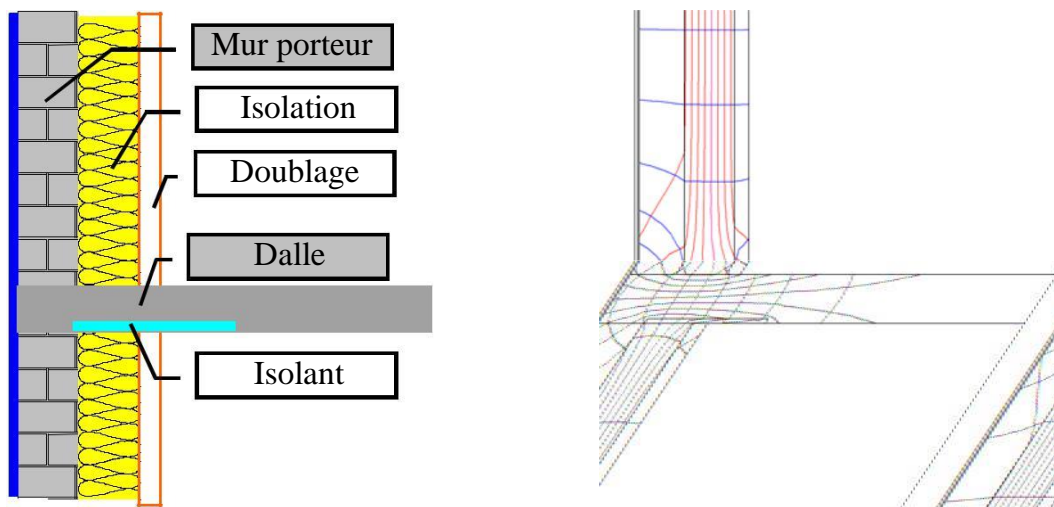


Figure V.15: Pont thermique matériel: dalle posée sur un mur porteur avec isolation intérieure. A gauche, coupe, à droite, isothermes (tous les 2 K) et lignes de flux (tous les W/m). [7]

Du point de vue des déperditions thermiques, l'exemple ci-dessus peut être modélisé (ou représenté) par une fuite de chaleur supplémentaire localisée le long d'une ligne horizontale insérée dans une paroi. C'est un **pont thermique linéaire**, auquel on peut attribuer un coefficient de déperdition linéique (en W/(m·K)) et une longueur. [7]

Une barre de fixation métallique traversant une paroi peut être modélisée par une déperdition supplémentaire ponctuelle, localisée c'est un **pont thermique ponctuel**, auquel on attribue un coefficient de déperdition (en W/K).

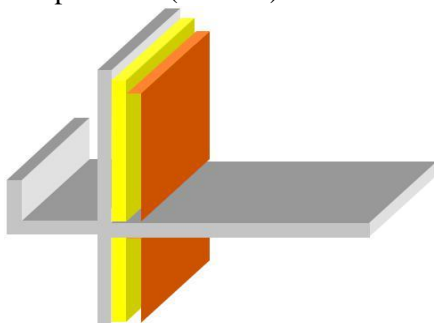


Figure V.16: Pont thermique linéique (Balcon) [7]

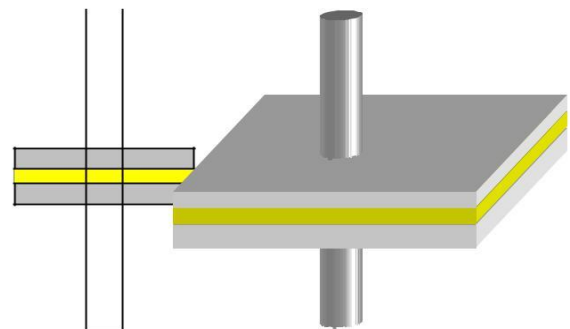


Figure V.17: Pont thermique ponctuel (Poteau) [7]

Application : (Isolation interne et externe) [31]

1 Isolation intérieure / Isolation extérieure

La figure 1 représente la coupe transversale de la paroi d'un pavillon. Pour une étude simplifiée, cette paroi est supposée être constituée de 3 milieux dont les caractéristiques sont répertoriées dans le tableau 1.

La surface extérieure de la paroi 3 est assimilée à une surface noire.

On note $T_i = 293$ K la température intérieure du local et h_{si} le coefficient d'échange convection-rayonnement entre la surface du milieu 1 et l'intérieur du local.

On note $T_e = 262$ K la température extérieure et h_{se} le coefficient d'échange convection-rayonnement entre la surface 3 et le milieu extérieur.

Les valeurs des coefficients h_{si} et h_{se} seront prises en fin de feuille de TD.

FIGURE 1 – Coupe transversale de la paroi

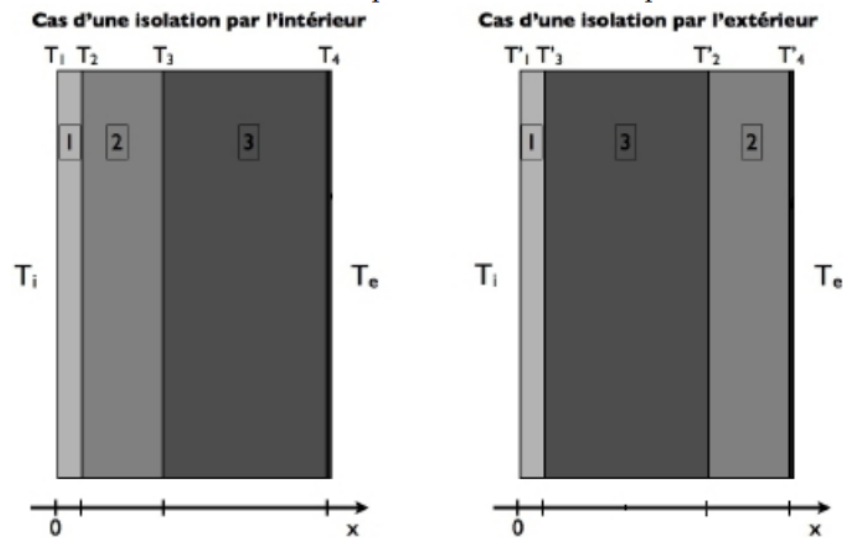


TABLE 1 – Caractéristiques des milieux composant la paroi

Milieu 1	Milieu 2	Milieu 3
PLATRE	ISOLANT	BETON
$\lambda_1 = 0.5 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	$\lambda_2 = 0.035 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$	$\lambda_3 = 2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$e_1 = 2 \text{ cm}$	$e_2 = 10 \text{ cm}$	$e_3 = 20 \text{ cm}$

1. Dans le cas d'une isolation par l'intérieur :
 - (a) calculer les températures T_1 à T_4 dans la paroi,
 - (b) tracer le gradient de température dans la paroi.
2. Dans le cas d'une isolation par l'extérieur :
 - (a) calculer les températures T_1 à T_4 dans la paroi,
 - (b) tracer le gradient de température dans la paroi,
 - (c) comparer ce profil de température à celui obtenu avec une isolation par l'intérieur.

Solution :Question 1.aCalcul du flux surfacique

En régime permanent, le flux entrant dans la paroi est égal au flux traversant la paroi, lui-même égal au flux sortant et est noté Φ [W]. On note S la surface de la paroi étudiée.

On peut donc écrire :

$$\frac{\Phi}{S} = \frac{T_i - T_1}{1/h_{si}} = \frac{T_1 - T_2}{e_1/\lambda_1} = \frac{T_2 - T_3}{e_2/\lambda_2} = \frac{T_3 - T_4}{e_3/\lambda_3} = \frac{T_4 - T_e}{1/h_{se}} \quad (1)$$

Soit :

$$\frac{\Phi}{S} = \frac{T_i - T_e}{1/h_{si} + 1/h_{se} + e_1/\lambda_1 + e_2/\lambda_2 + e_3/\lambda_3}, \quad (2)$$

avec la résistance thermique R_{th} :

$$\begin{aligned} R_{th} &= 1/h_{si} + 1/h_{se} + e_1/\lambda_1 + e_2/\lambda_2 + e_3/\lambda_3, \\ R_{th} &= 0.13 + 0.04 + 0.02/0.5 + 0.1/0.035 + 0.2/2, \\ R_{th} &= 3.17 \text{ [K.m}^2\text{.W}^{-1}\text{]} \end{aligned}$$

Le flux surfacique traversant la paroi vaut alors :

$$\frac{\Phi}{S} = \frac{T_i - T_e}{R_{th}} = \frac{293 - 262}{3.17} = 9.8 \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (3)$$

Calcul de la température T_1

On sait que :

$$\frac{\Phi}{S} = \frac{T_i - T_1}{1/h_{si}},$$

ce qui permet d'exprimer et de calculer la température de la paroi intérieure, T_1 :

$$\begin{aligned} T_1 &= T_i - \frac{\Phi}{S} \times \frac{1}{h_{si}}, \\ T_1 &= 293 - 9.8 \times 0.13, \\ \mathbf{T_1} &= \mathbf{291.7 \text{ [K]}} \end{aligned}$$

Calcul de la température T_2

On sait que :

$$\frac{\Phi}{S} = \frac{T_1 - T_2}{e_1/\lambda_1},$$

ce qui permet d'exprimer et de calculer la température T_2 :

$$T_2 = T_1 - \frac{\Phi}{S} \times \frac{e_1}{\lambda_1},$$

$$T_2 = 291.7 - 9.8 \times \frac{0.02}{0.5},$$

$$\mathbf{T_2 = 291.3 [K]}$$

Calcul de la température T_3

On sait que :

$$\frac{\Phi}{S} = \frac{T_2 - T_3}{e_2/\lambda_2},$$

ce qui permet d'exprimer et de calculer la température T_3 :

$$T_3 = T_2 - \frac{\Phi}{S} \times \frac{e_2}{\lambda_2},$$

$$T_3 = 291.3 - 9.8 \times \frac{0.1}{0.035},$$

$$\mathbf{T_3 = 263.3 [K]}$$

Calcul de la température T_4

On sait que :

$$\frac{\Phi}{S} = \frac{T_3 - T_4}{e_3/\lambda_3},$$

ce qui permet d'exprimer et de calculer la température de la paroi extérieure, T_4 :

$$T_4 = T_3 - \frac{\Phi}{S} \times \frac{e_3}{\lambda_3},$$

$$T_4 = 263.3 - 9.8 \times \frac{0.2}{2},$$

$$\mathbf{T_4 = 262.3 [K]}$$

Remarques

On remarque que la température du mur est proche de la température extérieure (en hiver comme en été). L'isolation intérieure ne permet donc pas de chauffer les murs porteurs qui peuvent alors être soumis à un risque de gel (ce qui est le cas ici). Par ailleurs, la plus grande variation de température est observée dans l'isolant ; ceci est la raison pour laquelle en hiver, la mise en fonctionnement du chauffage permet de réchauffer rapidement l'air de la pièce, tandis que l'arrêt du chauffage conduit à une diminution rapide de sa température. On dit que les bâtiments isolés par l'intérieur ont une faible inertie thermique.

L'isolation intérieure est choisie pour les cas de rénovations dans les appartements (car il est difficile d'intervenir sur l'extérieur du bâtiment) et pour les résidences secondaires. Dans ce dernier cas, l'occupation intermittente ne permet pas de chauffer durablement les murs. L'isolation intérieure laisse donc le mur à l'extérieur de la zone isolée et permet une montée en chauffe rapide, adaptée à un usage temporaire.

La contrepartie de l'isolation intérieure est une réduction de l'espace intérieur et la présence de nombreux ponts thermiques qui restent à traiter. La qualité d'une isolation intérieure peut diminuer avec le temps (tassement des laines derrière les plaques de plâtre, trous de souris dans le polystyrène, etc.)

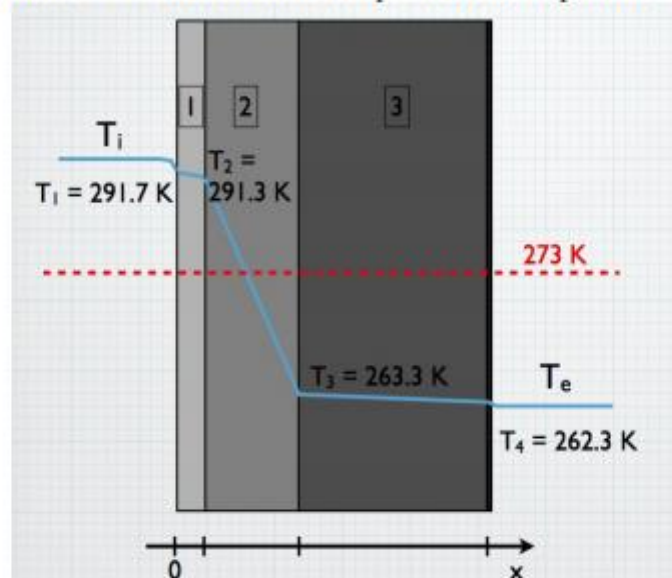
La mise en place d'une isolation intérieure nécessite la pose d'un pare-vapeur/coupe vent. La face intérieure de l'isolation (côté chaud) doit être munie d'un film étanche à l'air qui remplit deux fonctions : celle de pare-vapeur et celle de coupe-vent. Ce film étanche fonctionne donc dans les deux sens :

- interdire à l'air chaud et chargé de vapeur d'eau de pénétrer dans l'isolant et d'y provoquer de la condensation,
- empêcher le vent de s'infiltrer, au travers de l'isolation, dans le volume chauffé.

Idéalement, entre la finition intérieure et le pare-vapeur, on laisse un passage technique pour l'électricité et la plomberie, ainsi, on ne trouve pas le pare-vapeur.

question 1.b

FIGURE 6 – Correction : Evolution de la température de la paroi isolée par l'intérieur.



question 2.a

La valeur du flux surfacique n'est pas modifiée par une isolation extérieure et $\Phi/S = 9.8$ [W].

De même, la température de la paroi 1, côté intérieur, n'est pas modifiée.

Calcul de la température T'_3

On sait que :

$$\frac{\Phi}{S} = \frac{T_1 - T'_3}{e_1/\lambda_1},$$

ce qui permet d'exprimer et de calculer la température T'_3 :

$$\begin{aligned} T'_3 &= T_1 - \frac{\Phi}{S} \times \frac{e_1}{\lambda_1}, \\ T'_3 &= 291.7 - 9.8 \times \frac{0.02}{0.5}, \\ \mathbf{T'_3} &= \mathbf{291.3} \text{ [K]} \end{aligned}$$

Calcul de la température T'_2

On sait que :

$$\frac{\Phi}{S} = \frac{T'_3 - T'_2}{e_3/\lambda_3},$$

ce qui permet d'exprimer et de calculer la température T'_2 :

$$\begin{aligned} T'_2 &= T'_3 - \frac{\Phi}{S} \times \frac{e_3}{\lambda_3}, \\ T'_2 &= 291.3 - 9.8 \times \frac{0.2}{2}, \\ \mathbf{T'_2} &= \mathbf{290.2} \text{ [K]} \end{aligned}$$

Calcul de la température T'_4

On sait que :

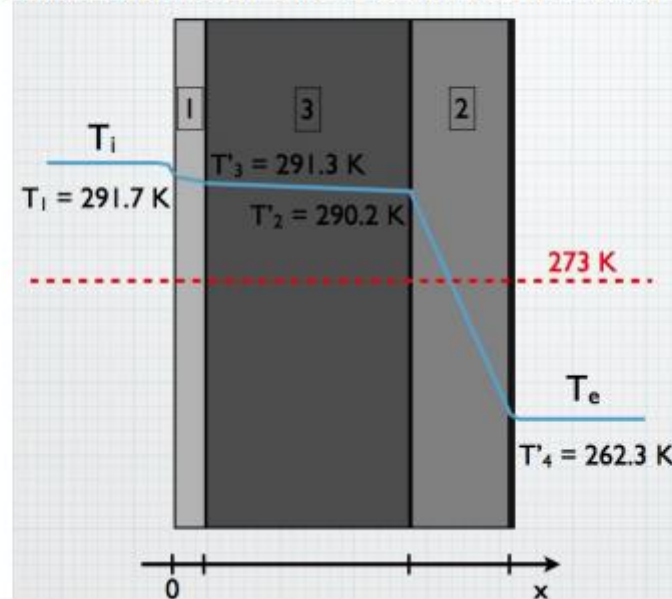
$$\frac{\Phi}{S} = \frac{T'_2 - T'_4}{e_2/\lambda_2},$$

ce qui permet d'exprimer et de calculer la température T'_4 :

$$\begin{aligned} T'_4 &= T'_2 - \frac{\Phi}{S} \times \frac{e_2}{\lambda_2}, \\ T'_4 &= 290.2 - 9.8 \times \frac{0.1}{0.035}, \\ \mathbf{T'_4} &= \mathbf{262.3} \text{ [K]} \end{aligned}$$

question 2.b

FIGURE 7 – TD1 - Correction : Evolution de la température de la paroi isolée par l'extérieur.



question 2.c

Dans le cas d'une isolation par l'extérieur, la température du mur en béton est proche de celle de l'air intérieur (en hiver comme en été). Dans ces conditions, le mur n'est ni soumis au risque de gel ni à celui de la condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air de la pièce. L'isolation extérieure est plus adaptée à l'isolation des résidences principales, car ces dernières chauffées en continu, montent en température lentement à l'intérieur comme dans tout le mur en béton, mais se refroidissent lentement lorsque le chauffage est arrêté. Ceci permet donc d'arrêter le chauffage la nuit, sans que la température du logement ne chute pendant cette période. On dit que les logements isolés par l'extérieur présentent une forte inertie thermique.

L'isolation extérieure peut être difficile à mettre en oeuvre sur certains édifices anciens (pierre apparente, façades ouvragées) et nécessite presque toujours l'intervention de professionnels qualifiés. On choisit cette solution si les dépenses de chauffage sont importantes car l'isolation obtenue est forte. Une isolation extérieure est intéressante car elle n'empiète pas sur le domaine habitable. Son épaisseur ne dépasse guère 15 [cm] , mais elle supprime facilement les ponts thermiques (abouts de planchers,) sauf au niveau des fondations. Une épaisseur de 10 [cm] d'un isolant extérieur équivaut à $20 - 25 \text{ cm}$ du même isolant intérieur.

Enfin, l'isolant doit être protégé des intempéries.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES :

- [1] **M. Jedidi., O. Benjeddou (2016)** « La thermique du bâtiment du confort thermique au choix des équipements de chauffage et de climatisation » Dunod, Paris. www.dunod.com . ISBN 978-2-10-074343-8.
- [2] **Marc**, Cours de physique et mécanique-Thermique, Mise à jour le 29-07-2011, disponible sur : <https://www.ingenieurs.com/documents/memoire/thermique-209.php>, consulté (2018). Publier sur : <http://www.digischoolgroup.com/>
- [3] **L. Bordja, (2014)**, « Polycopié de Cours Transfert Thermique », Université L'arbi Ben M'hidi.
- [4] Chapitre 22, Enveloppe du Bâtiment, Sciences Physiques – BTS disponible sur : <http://zim.web.free.fr/Chp22-Bts.pdf>, consulté (2018).
- [5] Énergie (physique), disponible sur : https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Sp%C3%A9cial:DownloadAsPdf&page=%C3%89nergie_%28physique%29&action=show-download-screen, consulté (2018).
- [6] Capacité thermique - variation de température et d'énergie interne <https://www.maxicours.com/se/cours/capacite-thermique---variation-de-temperature-et-d-energie-interne/>
- [7] **N. Morel et E. Gnansounou (2008)** (nouvelle édition du cours précédemment donné par **Claude-Alain Roulet et Arnaud Dauriat**) « Énergétique Du Bâtiment » Section de Génie Civil, 4^{ème}/5^{ème} année, École Polytechnique Fédérale De Lausanne, Faculté D'environnement Naturel, Architectural et Construit.
- [8] **J. Brau, (2006)**, « Cours conduction au département Génie Civile et Urbanisme », INSA Lyon. Disponible sur : <http://docinsa.insa-lyon.fr/polycop/download.php?id=160504&id2=0> , consulté (2019)
- [9] **P. Marty, (2013)**, « Cours de transferts thermiques, conduction et rayonnement », génie des procédés, licence L3, Université Joseph Fourier, Grenoble, version 9 Juillet 2012 disponible sur : Philippe.Marty@hmg.inpg.fr
- [10] Fiche Calcul, « Calcul des charges thermiques », version 001-2013, Thermique du bâtiment p.6 disponible sur : <https://fr.scribd.com/document/375842041/thermique-du-batiment-pdf> consulté (2018).
- [11] Le guide expert du confort thermique, disponible sur : <https://www.climamaison.com/lexique/resistance-thermique.htm> consulté (2019).
- [12] Transferts thermiques 1, disponible sur: <http://ilm-perso.univ-lyon1.fr/~asmiguel/teaching/Thermodynamique/thermo10.pdf> consulté (2019).
- [13] **S. Mergui**, « Transferts thermiques », Licence de mécanique 2^{ème} année module 2A101, Sorbonne université. Disponible sur : http://www.fast.u-psud.fr/~mergui/2A101/cours_thermique_L2.pdf consulté (2019).

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [14] **T. Ouksel, (2017)** «Cours Transfert Thermique», Destiné aux étudiants 3^{èmes}, Année Licence Energétique, Département de Génie Mécanique, Université Larbi Ben M'hidi Oum El Bouaghi.
- [15] **R. Verteneuil, (2013)**, Président du fvb-ffc Constructiv, Bruxelles « calcul des déperditions thermiques – élaboration théorique » ; Module 4: volume 1A. Disponible sur : ffc@constructiv.be
- [16] **ISO 10077-1: (2017)** Performance thermique des fenêtres, portes et volets - Calcul du coefficient de transmission thermique - Partie 1: Généralités
- [17] Mesure thermique sans contact : fondements, Disponible sur : <https://www.micro-epsilon.fr/download/products/dat--infrarouge-fondements--fr.pdf> consulté (2019).
- [18] **M. Mustapha Bordjane, (2017)** « cours et exercices : modes de transfert thermique » Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf. Disponible sur : <https://www.univ-usto.dz/images/coursenligne/MTTH.pdf> consulté (2019).
- [19] **Kélibia (2016)** « Chapitre 4 : cours-transfert-thermique/chapitre-4-rayonnement-thermique », ISET, Disponible sur : <https://www.technologuepro.com/cours-transfert-thermique/chapitre-4-rayonnement-thermique.pdf> consulté (2020).
- [20] **Maria Lopez Diaz.** « Maitrise des ambiances 3 thermiques », cours n°5 19 oct et 2 nov 2012, licence 3^{ème} année Unité d'enseignement UEL5 14, L'Ecole Nationale Supérieure d'Architecture de Paris La Villette (ENSAPLV) [en ligne] <http://www.paris-lavillette.archi.fr/>
- [21] Agence locale de l'énergie et du climat (2017), « Le confort thermique », Nancy grands territoires, info@alec-nancy.fr
- [22] Confort thermique – généralité, Disponible sur : <https://energieplus-lesite.be/theories/confort11/le-confort-thermique-d1/> consulté (2019).
- [23] **Fanger, PO (1982)** "Confort thermique". Robert E. Krieger Publishing Company, Malabar, Floride.
- [24] **[EN ISO 7730] ISO 7730: 2005**
Ergonomie de l'environnement thermique - détermination analytique et interprétation du confort thermique à l'aide du calcul des indices pmv et ppd et des critères de confort thermique locaux, cette norme a été révisée et confirmée pour la dernière fois en 2015. Par conséquent, cette version reste à jour. <https://www.iso.org/standard/39155.html> (consulté le 26/11/2020).
- [25] **J. Desmons, (2017)** « Aide-mémoire Génie climatique » 4^e édition, www.dunod.com ISBN 978-2-10-072134-4
- [26] LGT Galilée Chapitre 2 du « Cours de Climatation, Calcul Des Charges » STS FEE 1^{ère} Année, disponible sur : <http://www.univ-oeb.dz/fssa/wp-content/uploads/2018/03/Plycopie%CC%81e%CC%81-Borga.pdf> , consulté (2018).
- [27] Bilan thermique été : cahier des charges pour le calcul d'un bilan thermique de climatisation, disponible sur : http://technolascasc.free.fr/ARED/MURET/Methode_charge_thermique.pdf consulté (2019).
- [28] **DTR C3.2. (1997)** 'Réglementation Thermique des Bâtiments d'Habitation, Règles de Calcul des Déperditions Calorifiques'. CNERIB.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [29] **M. Zaim., A. Kadri (2019).** « Bilan thermique de construction : étude d'un cas et présentation de solutions », Mémoire de Master, Université Abou Bekr Belkaid Tlemcen.
- [30] **W. Merad Ahmed., MY. Doudi (2013).** « Comportement Thermique d'une Bâtisse Calcul d'Optimisation Energétique à l'Aide de TRNSYS », Mémoire de Master, Université AbouBekr Belkaid Tlemcen.
- [31] TD du thermique de l'Habitat, disponible sur : <https://docplayer.fr/5475211-Td-de-thermique-de-l-habitat-1.html> consulté (2017).
- [32] **ISO 6946: (2017)** Composants et éléments de construction - Résistance thermique et transmission thermique - Méthodes de calcul