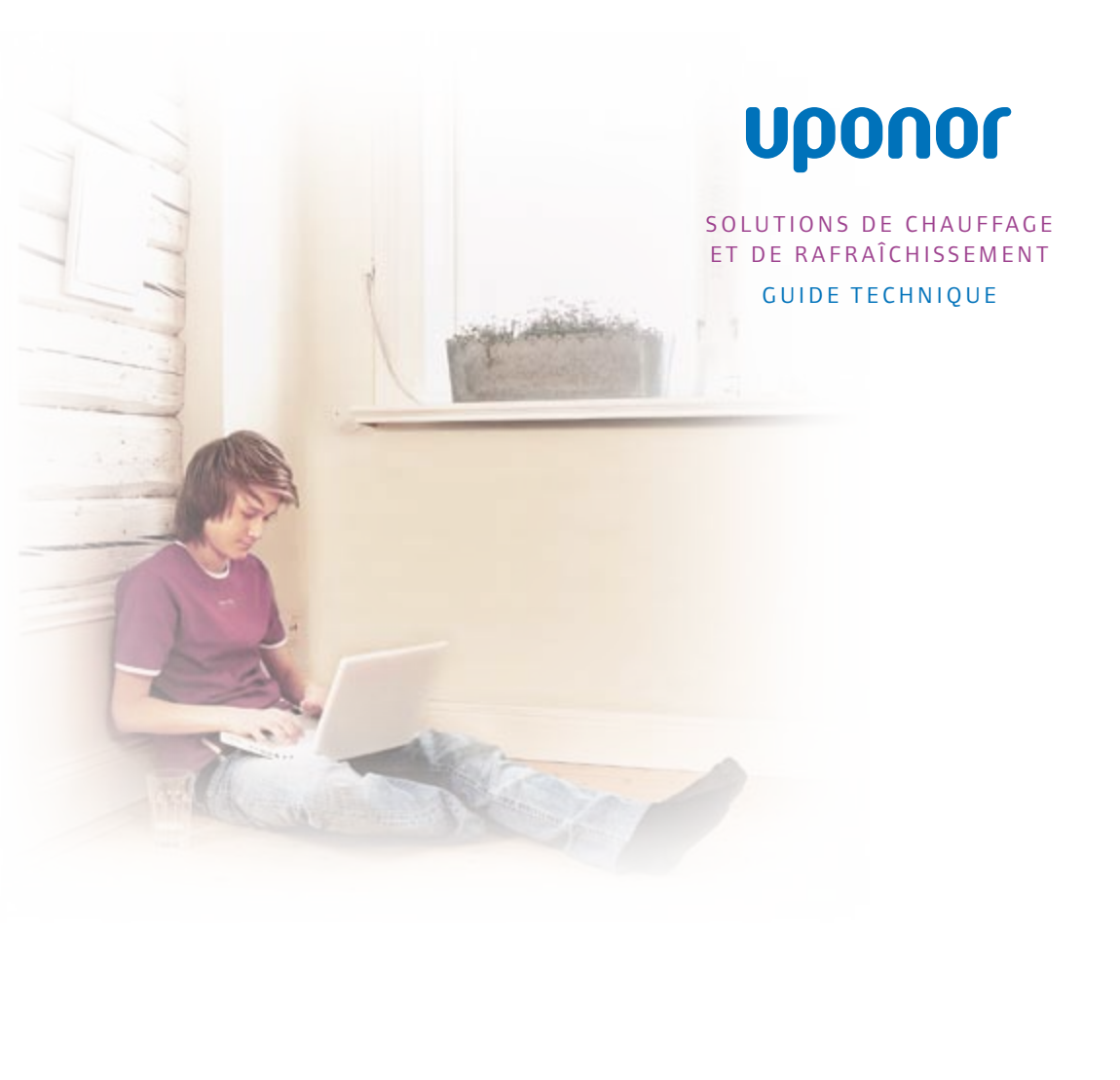


www.uponor.fr

uponor

SOLUTIONS DE CHAUFFAGE
ET DE RAFFRAÎCHISSEMENT

GUIDE TECHNIQUE



Système rayonnant

uponor

A person with short brown hair, wearing a maroon t-shirt and blue jeans, is sitting on a light-colored wooden floor. They are leaning against a wall with horizontal wooden slats and are using a silver laptop. A small glass of water is on the floor next to them. The background is a bright, minimalist interior with a white shelf and a window.

GUIDE TECHNIQUE

Systeme rayonnant

Francesco Causone

Stefano Paolo Corgnati

Enrico Fabrizio

Marco Filippi

Préambule

Cher partenaire d'Uponor,

De toutes les choses que l'homme a pu créer ou inventer, l'environnement bâti est probablement le plus important en terme de bien être, pour l'homme, comme pour la planète elle même. Nous passons tous 40% de notre temps à l'intérieur, dans une bonne atmosphère, saine et productive mais aussi parfois dans des atmosphères plus néfastes impactant notre quotidien. Pour fournir cet environnement intérieur, la construction consomme 40% de toutes les ressources et émet 40% des émissions et déchets que la société peut produire.

La construction de bâtiments de qualité est une priorité au sein de l'environnement bâti. Ils doivent être fonctionnels, permettre à ses occupants de se sentir bien. De plus ils sont pensés d'une manière éco-énergétique et respectueuse de l'environnement.

Construire des bâtiments de qualité exige d'intégrer des compétences, du savoir-faire et de l'innovation venant de sources diverses. Cela nécessite :

- d'intégrer des idées et des concepts pour concrétiser des solutions,
- d'intégrer des technologies individuelles à un ensemble fonctionnel,
- d'intégrer des professionnels individuels dans une équipe soudée travaillant dans un but commun.

La mission d'Uponor est de travailler en partenariat avec des professionnels afin de créer de meilleurs environnements humains, pour fournir des bâtiments de qualité supérieure et un impact environnemental le plus faible possible. L'efficacité énergétique est le seul facteur important pour réduire l'impact environnemental des constructions.

Le partenariat avec des professionnels réside dans la collaboration constructive, le partage commun d'informations et de connaissances, et l'apprentissage mutuel pendant le déroulement des projets.

Ce guide fait partie de la contribution d'Uponor pour une base de connaissances commune sur les bâtiments énergétiquement efficaces. En compilant ce guide, nous avons également bénéficié d'un partenariat avec des experts et des professionnels très compétents, et nous avons nous-mêmes acquis un savoir-faire important.

J'espère sincèrement que vous partagerez cette expérience en le lisant.

Nous sommes impatients de travailler en partenariat avec vous et d'autres professionnels pour créer de meilleurs environnements humains.

Ilari Aho
Vice President, Indoor Climate Business Group
Uponor Corporation

Francesco Causone

Francesco Causone, diplômé avec mention en Architecture et titulaire d'un doctorat en « Innovation technologique pour l'environnement bâti » du Politecnico di Torino, est chercheur postdoctoral au département d'Énergétique du Politecnico di Torino. Sa thèse de doctorat, intitulée « Chauffage et rafraîchissement rayonnants : limitations et possibilités d'amélioration », porte sur des évaluations expérimentales et numériques sur les possibilités d'amélioration de la performance des systèmes de panneaux rayonnants et a été partiellement développée à l'International Centre for Indoor Environment and Energy, Technical University du Danemark, Lyngby (Copenhague), sous la supervision du prof. Bjarne W. Olesen.

Il est l'auteur d'articles internationaux et nationaux sur le chauffage et le rafraîchissement rayonnants, le confort thermique, la qualité de l'air intérieur et l'enveloppe des bâtiments.

Son approche est orientée vers la conception, avec une expertise sur la conception intégrée et les bâtiments autonomes en énergie.

Stefano Paolo Corgnati

Stefano Paolo Corgnati, diplômé avec mention en génie mécanique et titulaire d'un doctorat en Énergétique, est professeur adjoint au département d'Énergétique du Politecnico di Torino, où il enseigne la Physique du bâtiment et la conception de bâtiments durables à la première Faculté d'Architecture. Il travaille dans le groupe de recherche TEBE spécialisé dans l'énergie et les bâtiments. Il est l'auteur de centaines de publications scientifiques, techniques et didactiques, qui portent principalement sur : technologies de panneaux rayonnants, évaluations objectives et subjectives du confort environnemental intérieur, techniques d'activation thermiques de masse, certifications énergétiques et demandes pour les bâtiments préexistants. Pour la qualité de ses activités de recherche, il a remporté le « Young Scientist Award » de Rehva en 2009.

Il participe à de nombreux projets de recherche européens et internationaux sur la consommation énergétique des bâtiments. Depuis 2007, il est membre du conseil d'administration de l'AICARR (Association italienne de climatisation) et membre du comité de rédaction du journal italien « CDA » (Journal sur la climatisation) et le journal international « The Open Construction & Building Technology Journal ». Depuis 2008, il est le président du groupe de travail de REHVA pour le Guide d'évaluation de la qualité de climat intérieur. Depuis 2004, il est conseillé à la municipalité de Livorno Ferraris (Vercelli en Italie), responsable de la politique environnementale et énergétique.

Enrico Fabrizio

Enrico Fabrizio, né à Turin en 1978, diplômé avec mention en Architecture et titulaire d'un doctorat en Énergétique au Politecnico di Torino, docteur en Génie civil à l'INSA de Lyon, il est professeur adjoint au département d'Économie agricole, forestière et environnementale et d'Ingénierie de l'université de Turin, où il enseigne la physique thermique des bâtiments et les services du bâtiment. Il est l'auteur de plus de 40 articles scientifiques, certains d'entre eux publiés dans des journaux internationaux comme les revues « Energy and Buildings », « Solar Energy » et « Renewable and Sustainable Energy », qui résument le résultat de ses activités de recherches concernant la modélisation et l'optimisation de systèmes multiénergétiques dans les bâtiments, la conception de bâtiments à meilleur rendement énergétique grâce à des outils de simulation détaillée, les bâtiments durables et l'impact sur le territoire et le paysage des systèmes PV. La majorité de ses activités de recherche ont été effectuées en proche collaboration avec le groupe de recherche de TEBE. Il est également l'auteur d'un volume didactique pour les étudiants universitaires sur les applications de la physique thermique des bâtiments. Entre 2004 et 2008, il a été professeur adjoint et professeur au Politecnico di Torino pour des cours portant sur le génie environnemental intérieur, l'énergétique de bâtiments et les technologies des énergies renouvelables.

Marco Filippi

Marco Filippi, ingénieur mécanicien, est professeur titulaire au Politecnico di Torino, où il enseigne la physique des bâtiments et les services du bâtiment à la Première Faculté d'Architecture et il est le directeur du Doctorat « Innovation technologique pour l'environnement bâti ». Au Politecnico di Torino, il est à présent vice-recteur pour les stratégies académiques. Avant cela, il était au poste de directeur du centre interdépartemental pour les services didactiques à la Faculté d'Architecture, membre du sénat académique et adjoint du doyen de la Première Faculté d'Architecture.

Au département de l'Énergie de Politecnico di Torino, il dirige le groupe de recherche TEBE (www.polito.it/tebe), qui travaille en particulier sur les bâtiments à meilleur rendement énergétique, le génie environnemental intérieur, l'éclairage et l'acoustique, avec un accent particulier sur l'architecture durable, l'innovation technologique et la conception de bâtiments et la gestion des sites.

Il est membre du comité scientifique du SiTI (Superior Institute for Territorial Systems and Innovation), fondé par le Politecnico di Torino et Compagnia di San Paolo (www.siti.polito.it).

Il est l'auteur d'environ trois cent articles scientifiques, de textes didactiques et d'éditoriaux ; il est éditeur et coéditeur de plusieurs livres qui traitent principalement de physique des bâtiments, du rendement énergétique des bâtiments et des services du bâtiment.

Entre 1993 et 1995, il était président de l'AICARR, la société italienne composée d'ingénieurs impliqués dans la climatisation, le chauffage et le rafraîchissement. Il est membre honoraire de l'AICARR, membre de l'ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers), membre de la Commission « Air Conditioning » de l'IIF (Institut international du froid) et membre de sociétés italiennes dans les domaines du génie thermique, de l'éclairage et de l'acoustique.

Sommaire

1. Introduction	p. 1	5.4 Étude de cas d'un immeuble de bureau	p.21
1.1 Présentation des systèmes de panneaux rayonnants	p. 2	5.4.1 Le modèle de référence des bâtiments	p.21
1.1.1 Contexte	p. 2	5.4.2 Les systèmes primaires et secondaires de climatisation	p.22
1.1.2 Typologie des systèmes rayonnants	p. 3	5.4.3 Analyse du confort thermique	p.26
1.1.3 Éléments rayonnants	p. 3	5.4.4 Analyse énergétique	p.30
1.1.4 Panneaux rayonnants	p. 3	5.4.5 Récapitulatif des résultats	p.40
1.1.5 Plancher rayonnant	p. 4	5.5 Étude de cas d'un immeuble résidentiel	p.41
1.1.6 Plafond rayonnant	p. 6	5.5.1 Le modèle de référence des bâtiments	p.41
1.1.7 Murs rayonnants	p. 7	5.5.2 Les systèmes primaires et secondaires	p.42
2. Puissance de chauffage et de rafraîchissement des panneaux rayonnants	p. 8	5.5.3 Analyse du confort thermique	p.43
2.1 Valeurs publiées dans la littérature	p. 8	5.5.4 Analyse énergétique	p.44
2.2 Amélioration du rendement : transfert de chaleur par convection amélioré et contrôle des rayonnements solaires	p. 9	5.5.5 Récapitulatif des résultats	p.49
2.3 Rayonnements solaires	p.10	6. Bases pour le transfert thermique et le confort thermique	p.51
3. Systèmes de panneaux rayonnants et systèmes résidentiels à activation thermique (TABS)	p.11	6.1 Introduction	p.51
3.1 Introduction	p.11	6.2 Le bilan thermique	p.51
3.2 Dispositifs suspendus — systèmes secs	p.11	6.3 Transfert thermique par conduction	p.52
3.3 Systèmes intégrés — systèmes secs	p.12	6.4 Transfert thermique par conduction à travers le panneau	p.53
3.4 TABS	p.14	6.4.1 Mur plat	p.53
4. Comparaison de systèmes rayonnants avec d'autres systèmes	p.15	6.4.2 Cylindre creux	p.54
4.1 Radiateurs comparés aux systèmes rayonnants	p.15	6.5 Transfert thermique par convection	p.55
4.2 Ventilo-convecteurs comparés aux systèmes rayonnants	p.16	6.6 Transfert thermique par convection à l'intérieur du panneau et entre le panneau et la pièce	p.57
4.3 Poutres froides actives comparées aux plafonds rayonnants + Traitement d'air neuf	p.17	6.7 Transfert thermique multi-mode dans le panneau	p.57
4.4 Système tout air comparé aux plafonds rayonnants + Traitement d'air neuf	p.18	6.8 Transfert thermique par rayonnement	p.58
4.5 Réchauffeur d'air comparé à un plancher chauffant rayonnant	p.20	6.8.1 Corps noir	p.58
5. Études de cas	p.21	6.8.2 Autres surfaces	p.59
5.1 Introduction	p.21	6.8.3 Facteurs de forme	p.59
5.2 Hypothèses climatiques aux limites	p.21	6.8.4 Transfert thermique par rayonnement entre les surfaces grises	p.60
5.3 L'outil logiciel de simulation énergétique pour bâtiments	p.21	6.9 Transfert thermique multi-mode entre le panneau et la pièce	p.61
		6.10 Transfert de chaleur et confort thermique	p.62
		6.10.1 Théorie du confort thermique	p.64
		6.10.2 Inconfort thermique local	p.64
		6.11 Confort thermique et systèmes rayonnants	p.66
		6.12 Catégories de confort normalisées	p.66

1. Introduction

Les hommes sont de plus en plus sensibles au climat intérieur dans lequel ils vivent. Cet intérêt croissant pour l'environnement intérieur peut se justifier de manière rationnelle, étant donné que la plupart des gens passent 90 % de leur temps dans un climat artificiel. De nos jours, les attentes des occupants quant à la vie dans un environnement régulé thermiquement portent non seulement sur l'hiver, mais également sur l'été. Il s'avère que dans les bureaux en particulier, les sources de chaleur internes dues aux équipements électriques comme les ordinateurs, les écrans, les éclairages, etc. ont pris une grande importance et ont augmenté les besoins en rafraîchissement pour maintenir les conditions de travail optimales.

Devant une telle situation, le choix de stratégies adéquates doit être étudié avec des solutions qui extraient les charges thermiques et qui maintiennent le niveau de confort voulu, globalement et localement.

Le rafraîchissement avec des systèmes de climatisation tire son historique des États-Unis où la présence d'un climat très chaud a stimulé le développement de la culture de la climatisation pour réguler le climat intérieur. Cette culture a influencé l'approche européenne pour la climatisation en été : les systèmes tout air ou les systèmes eau-air représentent donc les systèmes les plus répandus et les plus utilisés. Ces systèmes agissent directement sur la température de l'air intérieur et fournissent de l'air frais afin de palier aux apports de chaleur qui entrent dans la pièce.

Néanmoins, l'augmentation des sources de chaleur qui doivent être extraites des pièces peut créer un inconfort local si seuls des systèmes d'air sont utilisés. Ceci en raison de l'inconfort entraîné par une vitesse élevée de l'air, d'une température basse des jets d'air, d'une stratification de la température, etc.

Les panneaux rayonnants représentent une solution intéressante à adopter afin d'obtenir ou de ré-établir un niveau de confort dans les pièces. Ces dernières années, les applications des systèmes rayonnants ont revu le jour en premier lieu pour le chauffage, et aujourd'hui également pour le rafraîchissement.

Cette technique, déjà adoptée à une époque ancienne, a été redécouverte et repoposée au début des années 1950. Malheureusement, certaines erreurs dans la procédure de conception et dans les phases d'installation ont entraîné un désintérêt de la part des utilisateurs envers les systèmes rayonnants.

Ces erreurs ont freiné le développement des systèmes rayonnants, mais elles ont également stimulé le développement de la recherche spécialisée dans l'étude de ces systèmes.

De plus, les progrès de la science des matériaux ont encouragé l'adoption de solutions plus souples facilitant l'installation et la pose des éléments, comme les tubes en matière plastique (polyéthylène et polypropylène), les panneaux rayonnants modulaires, etc.

Ces améliorations, à la fois théoriques et pratiques, ont fait grandir l'intérêt pour l'utilisation des systèmes rayonnants, appliqués aux plafonds, aux planchers et aux murs.

Une caractéristique-clé pour le succès de ces systèmes est le niveau de confort élevé qui peut être obtenu dans l'environnement climatisé, grâce au fait qu'ils exploitent largement les échanges par rayonnement. Des conditions de confort élevées sont nécessaires dans tout environnement où des personnes mènent des activités : lieu de travail, bâtiments publics, immeubles résidentiels, etc. Pour chacun de ces environnements, une configuration de rayonnement spécifique peut être choisie pour satisfaire les attentes des personnes.

Cela peut représenter le système de rafraîchissement principal ou être couplé à un système d'air pour éliminer les charges calorifiques.

Cependant, la présence d'au moins un système de ventilation (CTA, système d'air extérieur dédié) doit être prévue en concevant les panneaux rayonnants. Le système de ventilation joue d'ailleurs un rôle fondamental car en plus de garantir l'apport d'air neuf, il régule le taux d'humidité, évitant ainsi les problèmes de condensation sur la surface refroidie du panneau.

Les panneaux rayonnants ne peuvent être utilisés en tant que système unique de rafraîchissement que si leur capacité de rafraîchissement est capable d'extraire la totalité de la charge thermique à tout moment. Cependant, leur capacité est limitée par la température de surface minimum permise, par le point de rosée de l'air ambiant. L'air de ventilation doit être utilisé pour le rafraîchissement en complément si les besoins en refroidissement dépassent la capacité de rafraîchissement des panneaux.

Le dénommé panneau radiant hydronique + CTA peut représenter une solution gagnante à la fois dans la conception d'un nouveau bâtiment et dans la rénovation d'une installation ou d'un bâtiment existant. Mais ce système intégré ne peut fonctionner correctement que si les dispositifs de rafraîchissement sont proportionnés précisément grâce à une méthode de calcul dédiée.

Ce guide vise à présenter, de manière directe et claire, la base du comportement thermique des panneaux rayonnants, leurs performances, leurs possibilités et leurs limitations.

1.1 Présentation des systèmes de panneaux rayonnants

1.1.1 Contexte

La catégorie des systèmes rayonnants comprend une grande variété de solutions pour les installations. Bien que ce système se caractérise par de grandes surfaces qui dégagent ou absorbent de la chaleur, il est maintenu à une température légèrement différente par rapport à celle de l'environnement intérieur et est alimenté par des régimes d'eau à température modérée.

Les systèmes rayonnants peuvent être utilisés pour chauffer et pour rafraîchir.

Les systèmes rayonnants rendent des surfaces chaudes ou froides qui échangent de la chaleur par rayonnement avec les éléments environnants (murs, objets, personnes,...) et par contact avec l'air de la pièce. Les systèmes rayonnants agissent donc uniquement sur les charges sensibles mais ne peuvent pas avoir un contrôle sur l'humidité relative.

L'adjectif rayonnant définit la manière dont ces systèmes échangent principalement de la chaleur. Cela contribue d'ailleurs à l'échange thermique radiatif, qui peut être supérieur à 60 % de l'échange thermique important par rapport aux systèmes traditionnels.

Les systèmes traditionnels basent leur fonctionnement sur des principes très différents de ceux des systèmes rayonnants : l'élément chauffant/rafraîchissant se situe typiquement à un point spécifique à l'intérieur de la pièce et le fluide colporteur présente une température très différente de l'espace climatisé, par exemple, 80 °C pour un radiateur en saison hivernale ou 7 °C pour un ventiloconvecteur en saison estivale. De plus, ils échangent principalement de la chaleur par convection, alors que la part radiative est limitée à 20-25 %.

Les systèmes classiques agissent fondamentalement en régulant la température de l'air de la pièce. Les systèmes rayonnants agissent particulièrement sur la température opérative, en influençant directement la température moyenne rayonnée au sein de la pièce. Cette particularité a des avantages importants sur la sensation de confort pour les occupants, car la diffusion par rayonnement et par convection générée par les personnes est parfaitement équilibrée.

1.1.2 Typologie des systèmes rayonnants

Les systèmes rayonnants peuvent se classer de trois manières, mais la classification proposée par ASHRAE a été choisie ici comme référence. Elle classe les systèmes rayonnants en deux familles :

- panneaux rayonnants, qui se caractérisent par une température opérationnelle basse et qui peuvent servir à réchauffer et à rafraîchir. Leur application principale est dans les immeubles résidentiels, les bureaux, les hôpitaux, les écoles, les gymnases, etc. Il est recommandé d'adopter une sous-catégorie supplémentaire utile :
 - o Panneaux à capacité thermique élevée, avec des tubes intégrés dans les murs, le plancher ou le plafond.
 - o Panneaux à basse capacité thermique, avec des panneaux métalliques par exemple, typiquement montés en tant que faux-plafond.
- éléments rayonnants, qui se caractérisent par des températures opérationnelles moyennes à élevées et servent uniquement à chauffer. Elles s'appliquent principalement pour chauffer de grands espaces, des hangars, des bâtiments industriels, etc.

Dans le cas présent, seuls les panneaux rayonnants ne seront abordés pour le chauffage et le rafraîchissement. Une brève description des éléments rayonnants et des panneaux rayonnants est indiquée ici en tant qu'introduction aux chapitres suivants.

1.1.3 Éléments rayonnants

Les éléments rayonnants exploitent des températures élevées et les surfaces d'échange thermique sont donc plus petites que pour les panneaux rayonnants. Ils peuvent seulement être accrochés au plafond. Ils peuvent servir avantageusement à chauffer de grands espaces, où l'utilisation de systèmes d'air causerait des problèmes de stratification des couches d'air, des courants d'air, etc. et une consommation d'énergie trop importante.

D'après l'ASHRAE, les éléments rayonnants peuvent se classer en fonction de leur température opérationnelle :

- Faible intensité, avec une température opérationnelle comprise entre 100 et 650 °C.
- Intensité moyenne, avec une température opérationnelle comprise entre 650 et 980 °C.
- Intensité élevée, avec une température opérationnelle comprise entre 980 et 2800 °C.

Les poutres chaudes rayonnantes (en utilisant de l'eau, de la vapeur ou de l'air en tant que support de transport de l'énergie et avec une température opérationnelle comprise entre 100 et 150 °C) et les éléments chauffants à infrarouges en forme de U (dans lequel les gaz émis lors du processus de combustion circulent dans un tube en forme de U avec une température opérationnelle comprise entre 200 et 400 °C) appartiennent à la famille de faible intensité. Les éléments rayonnants électriques sont également largement utilisés. Ils atteignent une température opérationnelle allant de 650 à 2200 °C.

1.1.4 Panneaux rayonnants

Le chauffage rayonnant a été adopté par les Romains pour réchauffer des planchers en pierres massives, en faisant circuler de la fumée chaude dans l'espace entre le plancher et le dénommé système d'hypocauste. Après la chute de l'Empire romain, les applications de chauffage par rayonnement ont disparu puis cette technique n'a été réintroduite qu'au siècle dernier. La recherche consacrée au chauffage rayonnant a été menée par Baker au début du siècle dernier. Deux articles intéressants ont été publiés en 1939 par Codegone : l'un décrit l'échange thermique dans des pièces avec des panneaux rayonnants et l'autre

propose une méthode de calcul pour les panneaux chauffants. Puis, vers 1950, deux projets majeurs sur le chauffage rayonnant, menés par Shoemaker et Missenard, représentent le point de départ d'un succès croissant de ces systèmes.

La surface chauffante peut être placée au sol, au plafond ou aux murs, bien que la dernière solution soit moins utilisée. L'idée est d'utiliser une grande surface chaude pour chauffer la pièce : le fluide caloporteur est l'eau à une température modérée.

Après les premières applications en mode de chauffage, les applications de rafraîchissement ont également été développées, et un grand intérêt est porté au rafraîchissement rayonnant. Ces systèmes fonctionnent en fournissant de l'eau froide au système de tubes. Dans ce cas, la capacité de rafraîchissement dépend de la température minimum des panneaux qui est limitée par le risque de condensation sur la surface froide si la température chute sous le point de rosée de l'air de la pièce. Ce fait impose le besoin de réguler méticuleusement l'humidité de la pièce. De plus, l'action rafraîchissante des panneaux doit être intégrée à un système supplémentaire de rafraîchissement, si la capacité rafraîchissante des panneaux est insuffisante pour éliminer toute la charge calorifique de l'espace. Donc, les systèmes d'air combinés et de panneaux radiants hydroniques peuvent être adoptés pour satisfaire à toutes les exigences imposées.

La solution de rafraîchissement rayonnant comporte de nombreux avantages par rapport aux systèmes tout air classiques : possibilité de régler la ventilation à sa valeur minimum, diminution de la vitesse de l'air dans la zone occupée.

Les panneaux rayonnants de rafraîchissement sont technologiquement identiques à ceux qui seront décrits pour le chauffage, mais ils fonctionnent en saison estivale, bien que les calculs de conception soit bien plus complexes et exigent un degré de précision plus élevé. Ceci est non seulement dû au fait que l'analyse doit être effectuée dans un état instable, mais également parce que les panneaux rayonnants de rafraîchissement se régulent en fonction des apports thermiques solaires et internes. Ce système doit être conçu pour que l'eau froide puisse absorber la charge thermique tout en maintenant la température à la surface des panneaux à la valeur souhaitée.

Le chauffage et le rafraîchissement avec des panneaux rayonnants, présentés ici, sont le sujet du guide présent : dans les chapitres suivants, ils seront présentés plus en détail.

1.1.5 Plancher rayonnant

Les planchers chauffants représentent une technique éprouvée et plusieurs projets de recherches ont étudié ce sujet. De nos jours, des solutions de mode de rafraîchissement sont également largement appliquées.

Cette technique est de plus en plus couverte par la législation relative à l'économie d'énergie dans les bâtiments, en raison de la basse température des systèmes de chauffage.

Même si les normes imposent des limites quant à la température maximum acceptable pour les planchers afin de respecter le confort des occupants EN1264, la température maximum des planchers est de 29°C (en France, le DTU 65.14 limite la température maximum des planchers à 28°C), la capacité de chauffage pour les planchers est suffisamment élevée pour garantir le chauffage voulu dans le bâtiment. Quant à la fabrication du plancher, le système de tubes le plus utilisé est celui avec un tube continu dans lequel seul un tube est mis dans le plancher grâce à une configuration de pose qui répond aux exigences thermiques de l'environnement (voir la figure 1.1). Le matériau des tubes peut être en acier, en cuivre ou en : les tubes en polyéthylène, en polybutylène et en polypropylène sont actuellement les plus utilisés en raison de leur souplesse, de leur légèreté, de leur facilité de pose et, avant tout, de leur faible coût.

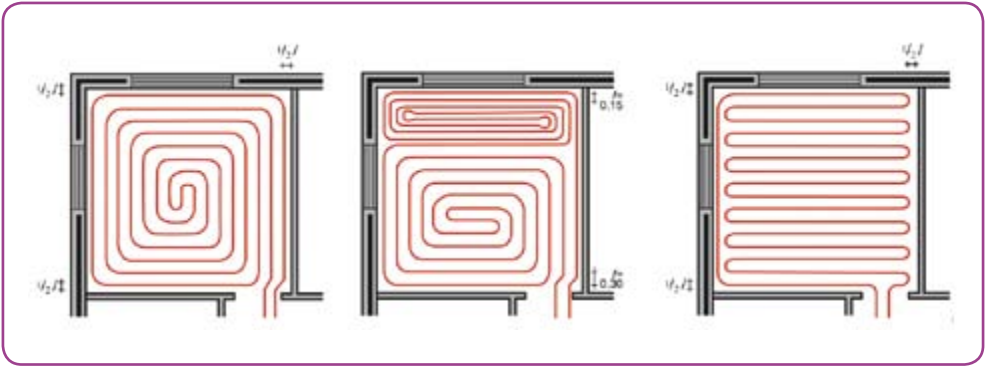


Figure 1.1 Configurations de pose pour les tubes de plancher rayonnant

Une configuration typique de plancher (voir la figure 1.2) utilise des tubes intégrés dans une chape en béton, avec une épaisseur standard d'environ 40 mm. Plusieurs revêtements de sol peuvent être adoptés, comme le PVC, le parquet, le carrelage le linoléum, etc. L'épaisseur de la dalle en béton et le revêtement de sol auront tous deux une forte influence sur le niveau de température auquel l'eau doit être fournie, afin de garantir la température voulue à la surface des panneaux rayonnants. L'espacement entre les tubes est un autre paramètre important à prendre en compte dans la conception du plancher chauffant. Les stratégies de régulation sont un aspect crucial de l'application de ces systèmes, en raison du temps de réponse défini par la capacité calorifique du plancher, qui influence fortement le comportement thermique du panneau. De nos jours, des systèmes de régulation « intelligents » qui prennent en compte l'effet de stockage introduit par les dalles du plancher sont sur le marché.

En raison de l'effet de stockage thermique, l'utilisation de ce type de solution est suggérée dans les bâtiments occupés continuellement ou de manière bien définie pendant la journée, ou dans les bâtiments où la climatisation fonctionne 24 heures sur 24. Les stratégies de régulation peuvent agir à la fois sur la modulation du débit et sur la régulation de la température fournie, en prenant en compte la différence de la température de l'eau entre l'arrivée et le retour, limitée à 10°C en raison de l'uniformité de la température de surface du panneau. La température de surface du panneau est évidemment liée directement au niveau de température de l'eau circulant dans les tubes.

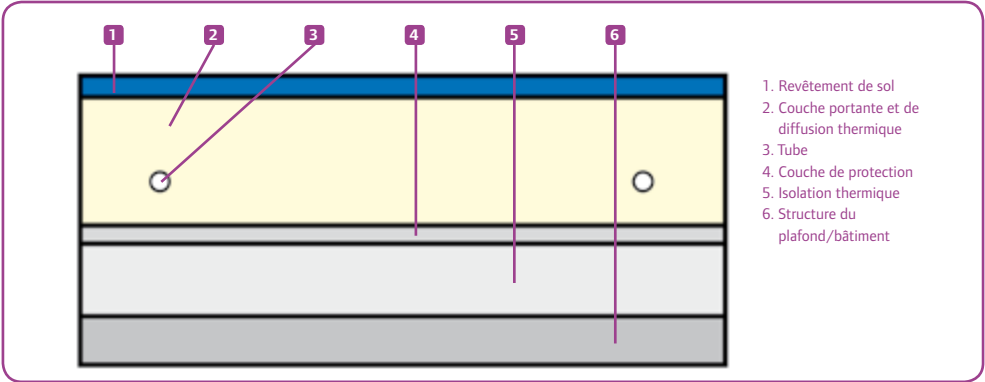


Figure 1.2 Schéma d'un plancher rayonnant avec des tubes intégrés

1.1.6 Plafond rayonnant

Les problèmes de confort dus à une température trop élevée au niveau de la tête, l'effet appelé « effet de tête chaude », limite la température à la surface du plafond et donc son émission de chaleur. Cependant, la température permise est supérieure à celle dans le plancher mais elle dépend fortement de la hauteur à laquelle le plafond chauffant est installé.

Les plafonds chauffants peuvent avoir des tubes intégrés comme indiqué pour la configuration du plancher, et le type dispersé est un panneau à faible capacité calorifique avec une plaque en métal posée en tant que faux plafond et sur laquelle les tubes sont chauffés ou rafraîchis par le passage d'eau. La caractéristique principale de ce système est une inertie thermique relativement faible ; de plus il peut être utilisé pour l'isolation acoustique si des matériaux insonorisants sont posés à l'arrière du panneau.



Figure 1.3 Exemple d'installation d'un système de plafond rayonnant

Les plafonds rayonnants présentent une très bonne performance en mode de rafraîchissement : on les applique donc typiquement aux immeubles de bureaux, aux hôpitaux, etc.
Différents types de panneaux rayonnants sur plafond sont schématisés sur la figure 1.4.

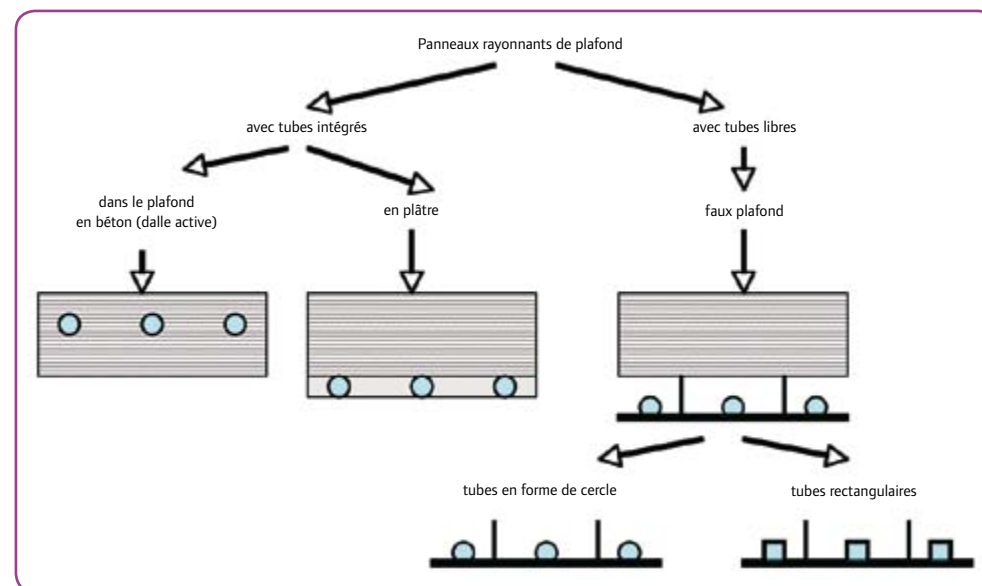


Figure 1.4 Typologies de panneaux rayonnants sur plafond

1.1.7 Murs rayonnants

Cette solution est moins utilisée que celle des plafonds ou planchers, mais elle peut constituer la solution gagnante si ces deux dernières ne peuvent pas être utilisées. Néanmoins, l'emplacement des meubles dans la pièce doit être envisagé avec considération si un tel système est appliqué.

Les solutions de base qui peuvent être adoptées sont :

- Les panneaux en plâtre, dans lesquels les tubes sont posés sur le mur existant puis couverts d'une couche de plâtre.
- Les panneaux à tubes intégrés, comme la configuration du plancher et les systèmes secs où le système rayonnant est séparé de la pièce par une plaque en plâtre.

L'action de la capacité thermique varie en fonction de la typologie du système adopté comme décrit pour les panneaux sur plafond à propos du système à faible capacité thermique et pour le plancher à propos du système à haute capacité thermique.



Figure 1.5 Exemple d'installation d'un système de mur rayonnant

2. Puissance de chauffage et de rafraîchissement des panneaux rayonnants

2.1 Valeurs publiées dans la littérature

Les capacités de chauffage et de rafraîchissement des systèmes de panneaux rayonnants dépendent des limites de confort thermique qui imposent une limitation compulsive de la température de surface du panneau rayonnant, elles dépendent donc des valeurs du coefficient de transfert thermique (voir le chapitre 6).

Des études sur les systèmes rayonnants ont démontré que le coefficient de rayonnement thermique pour les panneaux rayonnants chauffants à basse température et pour les panneaux rayonnants rafraîchissants à température élevée peut être considéré comme constant (5,5 W/m²K), si la surface de rayonnement est un corps gris.

Quant au coefficient de convection thermique, il dépend de nombreux paramètres, et en particulier de la température de la surface rayonnante ainsi que de la température et de la vitesse de l’air. Sa valeur est extrêmement variable.

Le coefficient total de transfert thermique, qui dépend à la fois du rayonnement et de la convection ne peut pas être constant, en revanche ses fluctuations sont inférieures à celles du coefficient de convection. Certaines valeurs du coefficient du transfert thermique total peuvent se trouver dans la littérature dans des conditions d’état stable et de convection naturelle (absence de débit forcé dans la pièce). Ces valeurs sont valides dans les conditions de conception. Des valeurs légèrement inférieures peuvent être mesurées lorsque la différence de température entre la surface rayonnante et la température opérationnelle au centre de la pièce est plus basse..

Tableau 2.1 Capacité maximum de chauffage/rafraîchissement en fonction des coefficients de transfert thermique total et des limites de température dans les pièces

	Coefficient de transfert thermique total [W m ⁻² K ⁻¹]		Limite de température en surface [°C]		Limite de température opérative [°C]		Puissances Maximum [W m ⁻²]	
	Chauffage	Rafraîchissement	Maximum	Minimum	Maxi/Hiver	Mini/Eté	Chauffage	Rafraîchissement
Plafond	6	13	27-35	17*	20	26	42-90	117
Mur	8	8	27-35	17*	20	26	56-120	72
Zone occupée au sol	11	7	29	19	20	26	99	49
Zone du périmètre au sol	11	7	35	19	20	26	165	49

*Température du point de rosée dans une pièce où la température de l’air est de 26 °C et l’humidité relative de 58 %

La température à la surface des planchers rayonnants est définitivement limitée par les normes, alors que les limites de température des plafonds et des murs sont tirées des limites d’asymétrie de rayonnement, en considérant des conditions environnantes types dans la pièce. Voilà pourquoi il n’y a qu’une température limite pour le plancher rayonnant, alors qu’il y a une plage de température pour le plafond et les murs. Dans le cas du rafraîchissement, les limites de température de la surface du plafond et des murs ne sont pas tirées des limites d’asymétrie de rayonnement, mais elles dépendent du risque de condensation. La température d’une surface rayonnante ne devrait pas être inférieure à la température du point de rosée

afin d’éviter la condensation. 17°C est la température du point de rosée dans une pièce où la température de l’air est de 26 °C et l’humidité relative de 58 %. Elle ne doit pas être considérée comme une valeur constante, car la température du point de rosée dans les bâtiments varie considérablement dans le monde et au cours de l’année.

Ce qui est le plus évident est que le confort thermique et le risque de condensation sont les aspects réels qui imposent des limites de performance aux systèmes de panneaux rayonnants.

En raison des impératifs de la réglementation, il est évident que les bâtiments avec d’importantes pertes ou apports en chaleur ne peuvent être régulés uniquement avec des panneaux rayonnants, si ces pertes ou apports thermiques ne sont pas réduits au préalable (un autre cas implique les rayonnements solaires, voir la section 2.3).

La conception de l’enveloppe du bâtiment est donc strictement liée à la performance finale du système rayonnant. Un système de panneaux rayonnants ne peut pas être conçu sans connaître précisément les caractéristiques de l’enveloppe du bâtiment.

Une autre considération importante est le transfert thermique entraîné par les systèmes rayonnants dans la pièce. Si le coefficient de transfert thermique rayonnant est constant (5,5 W/m²K), il est évident que pour le chauffage par le plafond et pour le rafraîchissement par le plancher, plus de 78 % du transfert thermique se fait par rayonnement et qu’il n’y a qu’un faible transfert thermique par convection dans la pièce. Comme l’air chaud monte, l’air chaud reste près du plafond dans le cas du chauffage par le plafond, ce qui engendre une faible circulation d’air. Dans ces conditions, le transfert thermique par convection est faible. Dans le cas du rafraîchissement par le plancher, l’air frais reste près du sol car l’air froid descend. Dans ces conditions également, le transfert thermique par convection est faible.

Afin d’améliorer la performance du système, le transfert thermique par convection doit être amélioré.

2.2 Amélioration du rendement : transfert thermique amélioré par convection et contrôle des rayonnements solaires

Afin d’améliorer le transfert thermique par convection, il est nécessaire d’augmenter la circulation de l’air près de la surface rayonnante. La seule manière d’y parvenir est d’incorporer un débit d’air forcé dans la pièce.

La manière la plus facile est d’augmenter la turbulence de l’air dans la pièce en utilisant un ventilateur ou avec un système de ventilation et de brassage, qui pourrait créer de la convection forcée.

Une solution utile serait d’augmenter la turbulence de l’air tout près de la surface rayonnante, avec un jet d’air (isotherme ou non isotherme).

Une solution technique serait d’utiliser une ventilation par déplacement d’air dans le cas d’un chauffage/rafraîchissement par plancher et un jet d’air au plafond dans le cas d’un chauffage/rafraîchissement par plafond.

La combinaison des deux systèmes peut néanmoins générer des phénomènes indésirables : réduction de l’efficacité de la ventilation par déplacement d’air, appels d’air, fort écart vertical de la température de l’air. Le concepteur doit être capable de tenir compte de toutes les caractéristiques et limitations des deux systèmes pour optimiser la performance d’un système complexe.

Dans presque tous les immeubles non résidentiels, le renouvellement de l’air est devenu obligatoire et

s’obtient souvent avec des systèmes de ventilation mécanique. Dans les gratte-ciels résidentiels modernes, un système de ventilation mécanique est souvent nécessaire. La conception d’un système de ventilation est donc une bonne opportunité d’amélioration de la performance du système de chauffage/rafraîchissement, s’ils sont considérés comme un système cohérent.

2.3 Rayonnements solaires

Les systèmes de rafraîchissement rayonnants, en particulier le plancher rayonnant, peut également être utilisé dans les bâtiments ayant un fort gain thermique solaire. Il est ressorti d’exemples pratiques, tels que l’aéroport de Bangkok, que sous l’effet de rayonnements solaires, la capacité de rafraîchissement d’un système rayonnant est considérablement améliorée et sa valeur normale de capacité de rafraîchissement maximum peut également doubler.

Les rayonnements solaires ont une très forte teneur énergétique répartie sur un large spectre électromagnétique (des ultraviolets aux infrarouges). Cette particularité engendre une amélioration considérable du transfert thermique par rayonnement accompli par la surface rayonnante et, par conséquent, la capacité de rafraîchissement des systèmes augmente. Dans ces conditions, le dispositif de rafraîchissement doit être choisi en fonction de la pointe de charge due aux rayonnements solaires.

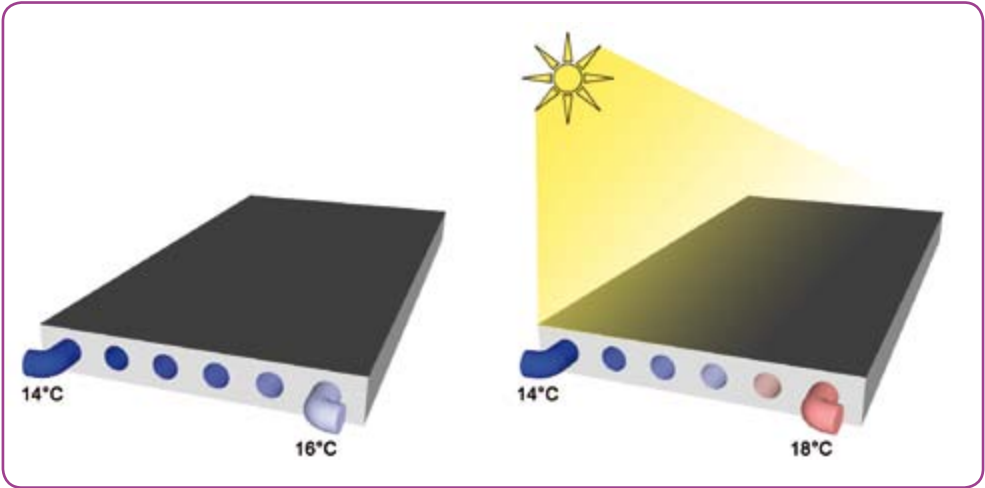


Figure 2.2 Effet des rayonnements solaires sur les panneaux rayonnants : panneau rayonnant sans rayonnements solaires à gauche et panneau rayonnant sous rayonnements solaires à droite

3. Systèmes de panneaux rayonnants et systèmes résidentiels à activation thermique (TABS)

3.1 Introduction

Les systèmes rayonnants sont une grande famille au sein des systèmes CVC. Ils comprennent des systèmes de chauffage à haute température, des systèmes de chauffage à basse température des systèmes de rafraîchissement à température modérée. Ils peuvent utiliser l’eau, l’électricité ou le gaz en tant que support de transfert thermique et sont appelés respectivement systèmes hydroniques, électriques ou à gaz.

Au sein de la famille des systèmes rayonnants, il est possible de se concentrer sur les systèmes de panneaux rayonnants. Leur nom provient de la définition de « chauffage par panneau » donnée par le professeur Arthur H. Barker en 1908 : « petits tubes d’eau chaude intégrés dans du plastique ou du béton. »

Les systèmes de panneaux rayonnants comprennent donc tout type de système construit avec des tubes d’eau intégrés dans du plâtre, du béton ou d’autres types de matériaux et se caractérisent par une grande surface de transfert thermique vers la pièce. Ils peuvent être préfabriqués (systèmes secs) ou fabriqués sur place (systèmes humides). Les panneaux rayonnants sont actuellement utilisés pour le chauffage et le rafraîchissement.

Tableau 3.1 Types de systèmes

		Plafond
	Dispositifs suspendus (systèmes secs)	Mur
		Plancher
Panneaux rayonnants		
		Plafond
	Systèmes intégrés (systèmes humides)	Mur
		Plancher
		Plafond
TABS	Systèmes intégrés (systèmes humides)	Mur
		Plancher

3.2 Dispositifs suspendus — systèmes secs

L’usage le plus courant des éléments préfabriqués est en plafond suspendu. Les panneaux rayonnants sont typiquement fabriqués en plaque de plâtre, en panneaux de gypse ou en plaques métalliques fines. Les tubes peuvent être en métal, mais ils sont généralement en plastique (typiquement du PE-X). Une couche de matériau isolant est placée sur les panneaux rayonnants.

Les panneaux rayonnants sont fixés sur une structure métallique modulaire suspendue au plancher haut et garantissent donc un accès facile pour visiter l’espace où fonctionnent d’autres systèmes. Ce type de système est largement répandu dans les immeubles de bureaux où les plafonds suspendus sont souvent utilisés pour permettre un contrôle facile des réseaux de ces bâtiments.

La technologie suspendue peut également être appliquée aux murs mais c’est une installation peu flexible. Les planchers rayonnants suspendus existent également, où les tubes sont intégrés dans chaque dalle.

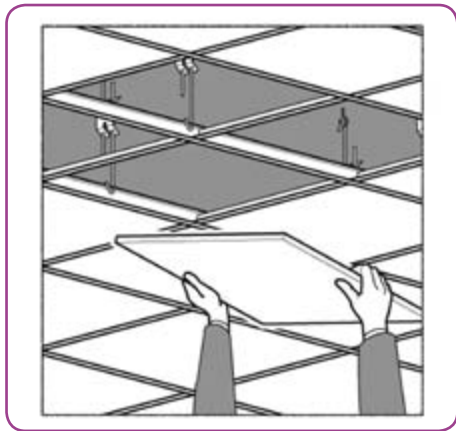


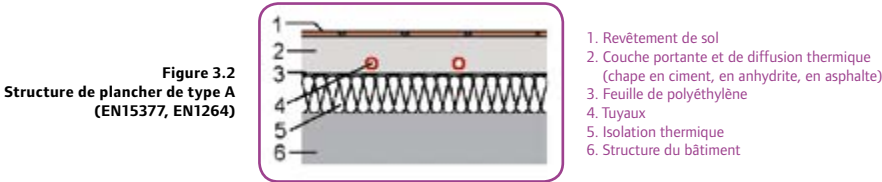
Figure 3.1 Plafond suspendu

3.3 Systèmes intégrés — systèmes humides

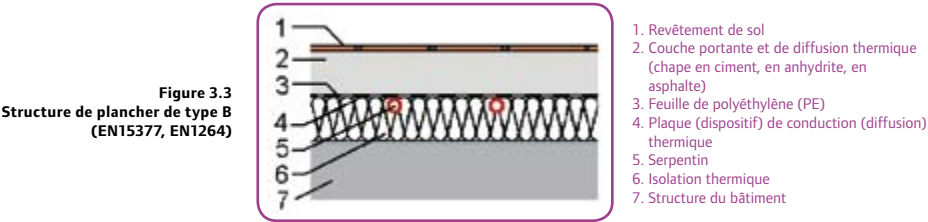
Les systèmes intégrés sont la solution technique la plus commune pour le plancher rayonnant, mais ils sont également applicables aux surfaces du plafond et des murs. Dans ce type de systèmes de panneaux rayonnants, la structure du bâtiment est séparée des tubes par une couche d’isolant thermique. Les tubes sont intégrés dans une couche de gypse ou de chape béton avec adjuvant qui peut supporter différentes sortes de revêtements (bois, plastique, peinture, linoléum, pierre, etc.).

Les normes actuelles définissent quatre types de systèmes intégrés : type A, type B, type C et type D. Les caractéristiques techniques, les exigences de pose, la conception et le dimensionnement des types de systèmes A à D sont décrits dans les normes EN 15377-1 et EN 15377-2. Les méthodes d’essais pour la puissance thermique (par expérience ou par calcul) des systèmes A à D sont décrites dans la norme EN 1264.

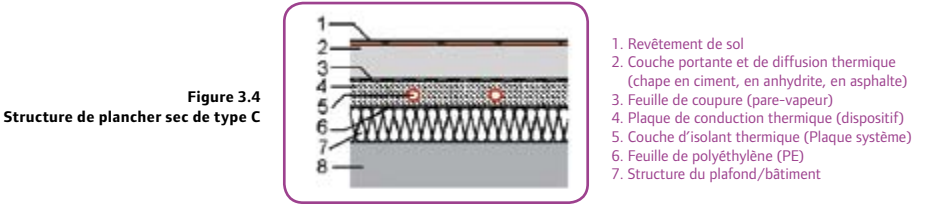
Dans les systèmes de type A, les tubes sont complètement intégrés dans la chape. Les tubes sont placés sur la plaque isolante avant la pose de la chape comme base pour le matériau de revêtement.



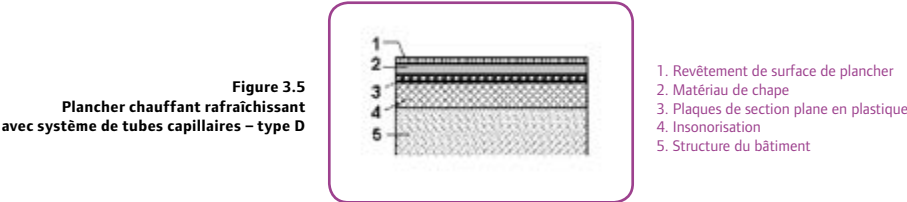
Dans les systèmes de type B, les tubes sont fixés sur une plaque isolante préformée avant la pose de la chape qui sert de base pour le matériau de revêtement. La solution peut fortement réduire la durée et les erreurs de pose, mais elle réduit la surface de contact entre les tubes et la chape. Afin d’améliorer le transfert thermique horizontal et l’homogénéité de la température, il est possible d’utiliser une feuille métallique sur toute la couche isolante et autour des tubes.



Dans les systèmes de type C, les tubes sont intégrés dans une couche de nivellement, sur laquelle est mise une autre couche de chape avec deux feuilles de coupure.



Dans les systèmes de type D, les tubes sont remplacés par une grille de tubes capillaires fins extrudés pour créer un panneau. Une chape est déposée sur la grille de capillaires pour soutenir le matériau de finition. Les tubes sont généralement très fins (un diamètre type est de 5 mm), la grille fournit donc une grande surface pour le transfert thermique et la chape présente des températures très uniformes. Ce type de système est généralement utilisé dans les rénovations.



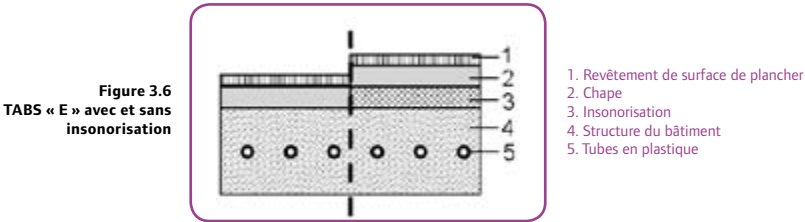
3.4 TABS — Système dalle active

Les TABS sont d’autres systèmes de panneaux rayonnants, car ils agissent directement sur la masse thermique du bâtiment (dalles, murs).

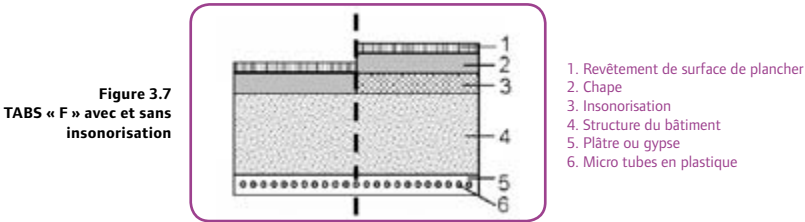
Si les TABS sont utilisés, il y a toujours un délai thermique entre la contrainte thermique et son effet sur l’installation mécanique, en raison de l’influence de la masse thermique sur le bâtiment. Les dalles actives collectent l’énergie thermique apportée par l’eau chaude en saison hivernale et la libèrent avec une certaine inertie dans les pièces. Pendant la saison estivale, la dalle est refroidie par l’eau qui circule dans les tubes et est capable d’accumuler la chaleur des apports.

En raison de l’inertie élevée, la régulation du système ne peut pas être instantanée, la température dans la pièce fluctue donc de quelques degrés pendant la journée, les occupants doivent donc s’y habituer.

Les systèmes de type E sont les TABS les plus communs. Dans cette solution, les tubes sont intégrés au centre ou près du centre de la dalle. Les tubes ont généralement un diamètre de 17 à 20 mm, alors que l’espace entre eux est généralement compris entre 150 et 200 mm. Ce type de système peut fonctionner en utilisant le plancher ou le plafond comme surface de transfert thermique vers la pièce, ou une combinaison des deux.



Les systèmes de type F se basent sur l’utilisation d’une grille de tubes fins, appliqués sur une surface nue de dalle puis couverts de plâtre. Le liquide qui circule dans la grille capillaire active la masse thermique de la dalle, même si le transfert thermique principal se fait par convection et par rayonnement vers la pièce, comme pour les systèmes de panneaux rayonnants.



4. Comparaison de systèmes rayonnants avec d’autres systèmes

4.1 Radiateurs comparés aux systèmes rayonnants

Applications typiques	Maisons simples et accueillant plusieurs familles
Type	Systèmes hydroniques (à eau)
Potentialités de régulation du climat intérieur	Les radiateurs ne peuvent fournir qu’une régulation de température pendant la saison hivernale ; avec les systèmes rayonnants la régulation de la température peut également s’étendre à la saison estivale en gardant à l’esprit les limitations de la puissance rafraîchissante pour éviter la condensation de surface. (Dans cette configuration de système, l’humidité relative de l’air n’est pas régulée.)
Aspects de confort	Les radiateurs sont des systèmes à convection naturelle à haute température, ils agissent donc avant tout sur la régulation de la température de l’air : par conséquent et naturellement, la température de l’air est plus basse dans la partie inférieure de la pièce et la température de l’air est plus élevée dans la partie supérieure de la pièce. Les systèmes rayonnants agissent à la fois sur la température rayonnante moyenne et sur la température de l’air, ce qui influence directement la température opérative ressentie par les occupants : l’on obtient des environnements thermiques très uniformes ; l’application d’un plancher rayonnant chauffant donne la meilleure performance car il minimise l’effet de stratification de l’air.
Température de fonctionnement d’un dispositif terminal	Les radiateurs sont des appareils terminaux à haute température : la température type de l’arrivée d’eau est de 70 à 80 °C, avec une chute de température de 20 °C. Les systèmes rayonnants sont des dispositifs terminaux à faible température : la température type de l’arrivée d’eau est plus faible d’environ 40 °C pour les solutions humides, à environ 30 °C pour les solutions sèches.
Capacité de chauffage	La capacité de chauffage par des radiateurs est liée au nombre installé, il n’existe donc pas de limitation spécifique à la puissance de chauffage. Comme décrit dans le chapitre 3, la puissance spécifique de chauffage d’un plancher et d’un plafond rayonnants a une limite supérieure physique en fonction de la surface des planchers.
Intégration du dispositif terminal	Les radiateurs se situent typiquement sous les fenêtres et les possibilités d’implantation sont faibles. La température de fonctionnement élevée entraîne des flux de convection notables qui peuvent transporter la poussière du plancher vers les murs. La meilleure intégration s’obtient avec des panneaux rayonnants au plancher et au plafond qui permettent une utilisation complètement libre de l’espace interne.
Installation de chauffage	Les radiateurs sont alimentés avec des chaudières classiques en raison de la température de retour qui reste élevée, évitant la corrosion par condensation des fumées. Les systèmes rayonnants couplés à une chaudière à condensation garantissent un bon rendement avec une température de retour faible.
Notes	

4.2 Ventilo-convecteurs comparés aux systèmes rayonnants

Applications typiques	Bureaux dans des immeubles traditionnels et anciens
Type	Systèmes hydroniques (à eau)
Potentialités de régulation du climat intérieur	Les ventilo-convecteurs peuvent fournir une régulation de la température pendant la saison estivale et la saison hivernale ; la régulation porte surtout sur la température de l'air. La régulation de température pendant les saisons estivale et hivernale est également fournie par des systèmes rayonnants avec une régulation portant sur la température opérative ; les limitations de la capacité de rafraîchissement doivent être prises en compte pour éviter une condensation de surface. (Dans cette configuration de système, l'humidité relative dans l'air n'est pas régulée.)
Aspects de confort	<ul style="list-style-type: none">• Les ventilo-convecteurs sont des systèmes mécaniques à convection forcée en utilisant un régime d'eau à température modérée. Ils agissent donc sur la température de l'air ambiant. Les problèmes de stratification dans certaines zones de la pièce, et le risque de courants d'air désagréables dans d'autres zones de la pièce peuvent se produire. Un déplacement de poussière indésirable dû à une vitesse importante de l'air peut également poser problème.• Les systèmes rayonnants agissant directement sur la température opérative par la température rayonnante moyenne et la température de l'air, créent un environnement très uniforme thermiquement. Les meilleures performances s'obtiennent avec des planchers rayonnants en mode chauffage et avec des plafonds rayonnants en mode rafraîchissement.
Température de fonctionnement d'un dispositif terminal	<ul style="list-style-type: none">• Les ventilo-convecteurs sont des dispositifs terminaux à température moyenne : la température d'arrivée d'eau pour le chauffage est comprise entre 60 et 45 °C (chute de température de 5 à 10 °C), et pour le rafraîchissement elle est d'environ 7 °C (hausse de température de 5 °C).• Les systèmes rayonnants sont des dispositifs terminaux à basse température. Dans des conditions de chauffage, la température d'arrivée d'eau type est comprise entre 25 °C et 40 °C (en fonction de la solution choisie : humide ou sèche). La température d'arrivée d'eau type en mode rafraîchissement est comprise entre 13 et 20 °C (en fonction de la solution choisie : humide ou sèche) ; la chute de température est typiquement comprise entre 3 et 5 °C.
Capacité de chauffage/rafraîchissement	La puissance de chauffage et de rafraîchissement des ventilo-convecteurs dépend de la taille de l'échangeur thermique et de la taille du ventilateur, il n'y a donc que peu de limites spécifiques à la puissance de chauffage et de rafraîchissement. Comme décrit dans le chapitre 3, la puissance spécifique de chauffage/rafraîchissement d'un plancher et d'un plafond rayonnants a une limite physique surfacique. Pour les nouvelles habitations et celles qui ont été rénovées, la puissance est à apprécier à une valeur plus élevée que la demande de chauffage/rafraîchissement. D'ailleurs, la puissance de rafraîchissement spécifique d'un plancher ou d'un plafond rayonnant est limitée par le risque de condensation, qui limite la température minimum de la surface rayonnante.
Intégration du dispositif terminal	Les ventilo-convecteurs se situent typiquement en faux plafond, sous les fenêtres ou sur les murs. Leur implantation est donc souvent contraignante pour les architectes. La meilleure intégration s'obtient avec des panneaux rayonnants au plancher et au plafond, qui permettent une utilisation complètement libre de l'espace interne.
Installation de production d'énergie	<p>Les ventilo-convecteurs sont typiquement couplés avec des générateurs classiques à faible rendement, ou à des refroidisseurs classiques à cause des besoins d'arrivée d'eau à température moyenne. Une application avec des pompes à chaleur réversibles est parfois utilisée.</p> <p>Les systèmes rayonnants se combinent avec succès avec des générateurs de chaleur ou de froid classiques à haute efficacité ainsi qu'avec des pompes à chaleur réversibles.</p>

4.3 Poutres froides actives comparées aux plafonds rayonnants + Traitement d'air neuf

Applications typiques	Bureaux de haute qualité, neufs ou réhabilités
Type	Systèmes d'eau + air
Potentialités de régulation du climat intérieur	Les poutres froides actives, avec apport d'air neuf intégré, peuvent fournir une régulation microclimatique complète de l'environnement intérieur, dans des conditions de chauffage et de rafraîchissement. Le mode de fonctionnement de rafraîchissement est néanmoins plus efficace. Un rafraîchissement notable est fourni par l'action couplée des poutres et de l'air neuf frais. Les charges latentes sont équilibrées par l'air neuf. Une limitation est due au débit d'air maximum associé à chaque poutre qui limite le potentiel de régulation de ventilation et d'humidité de la poutre. Une régulation climatique complète est également fournie par le plafond rayonnant rafraîchissant + traitement de l'air neuf. L'action rafraîchissante est fournie principalement par la surface rayonnante, et lorsque des pointes de charges surviennent, l'air neuf peut fournir un rafraîchissement supplémentaire. De plus, le traitement de l'air neuf permet de maîtriser l'hygrométrie optimisant donc la plage de fonctionnement des panneaux rayonnants.
Aspects de confort	Les poutres froides actives sont surtout des dispositifs terminaux de chauffage/rafraîchissement par convection, qui régulent principalement la température de l'air. Dans des conditions de chauffage, une stratification de l'air dans la partie supérieure de la pièce peut se produire. De plus, l'air neuf diffusé par les poutres est souvent insuffisant pour des pièces occupées par beaucoup de personnes (par ex. : salle de réunion). Les systèmes rayonnants agissant directement sur la température opérative par la température rayonnante moyenne et la température de l'air, créent un environnement très uniforme. La technique de ventilation (brassage ou déplacement d'air) et la disposition des terminaux de ventilation doivent être pensés soigneusement afin d'optimiser la répartition de l'air.
Température de fonctionnement d'un dispositif terminal	<p>Les poutres froides actives sont des dispositifs terminaux à température moyenne : la température d'arrivée d'eau type pour le chauffage est d'environ 35 à 45 °C (chute de température de 3 à 5 °C) et pour le rafraîchissement d'environ 14 à 16 °C (hausse de température de 3 à 5 °C).</p> <p>Les systèmes rayonnants sont des dispositifs terminaux à basse température : dans des conditions de chauffage, la température d'arrivée d'eau type est comprise entre 25 °C et 40 °C en mode de rafraîchissement et est comprise entre 13 et 20 °C (ceci en fonction de la solution choisie : humide ou sèche) ; la chute de température est typiquement comprise entre 3 et 7 °C.</p>
Capacité de chauffage/rafraîchissement	La puissance de chauffage et de rafraîchissement des poutres froides actives est surtout liée au facteur d'induction de la poutre et au débit d'arrivée d'air. Les valeurs types sont de 150 W/m en mode de chauffage et de 250 W/m en mode de rafraîchissement. Comme décrit dans le chapitre 3, la puissance spécifique de chauffage et de rafraîchissement de panneaux rayonnants sur plafond indique des limites supérieures qui dépendent de la température de surface des panneaux.
Intégration du dispositif terminal	Les poutres froides actives et les panneaux rayonnants sur plafond présentent un niveau élevé d'intégration architecturale : cependant, la position des poutres peut créer une limitation pour la disposition du bureau et pour la position des équipements d'éclairage. Une autre éventuelle limitation peut également être due à la taille des appareils.
Installation de production d'énergie	Les poutres froides actives sont typiquement couplées avec des générateurs classiques à faible rendement et à des refroidisseurs classiques à cause des besoins d'arrivée d'eau à température moyenne. Une application avec des pompes à chaleur réversibles est parfois utilisée. Les systèmes rayonnants se combinent avec succès avec des générateurs de chaleur ou de froid classiques à haute efficacité ainsi qu'avec des pompes à chaleur réversibles.

4.4 Système tout air comparé aux plafonds rayonnants + Traitement d’air neuf

Applications typiques	Bureaux de haute qualité, neufs ou réhabilités
Type	Système tout air Systèmes d’eau + air
Potentialités de régulation du climat intérieur	Un système tout air, avec traitement d’air neuf intégré, peut fournir une régulation climatique complète de l’environnement intérieur en chauffage et en rafraîchissement. L’efficacité dépend strictement du type de diffusion choisi, qui est typiquement un mode de brassage. Les charges calorifiques sensibles et latentes sont équilibrées par le débit d’air fourni à des valeurs adéquates de température et d’humidité. Une régulation climatique complète est également fournie par le plafond rayonnant rafraîchissant couplé avec un traitement d’air neuf. Les charges calorifiques sensibles sont essentiellement équilibrées ou neutralisées par l’action de la surface rayonnante. Le débit de l’arrivée de ventilation d’air fournit une régulation des charges latentes et, si nécessaire, peut aider le système rayonnant à extraire des charges de froid supplémentaires. La quantité d’air de ventilation peut être conçue sans limitation spécifique.
Aspects de confort	Les systèmes tout air sont des systèmes de chauffage/rafraîchissement entièrement à convection qui permettent une régulation précise de la température et de l’humidité de l’air. La qualité de l’air peut également être contrôlée. Une attention particulière doit être portée à la diffusion d’air dans la pièce afin d’éviter un risque d’inconfort causé par une vitesse résiduelle élevée de l’air dans la zone occupée. Les zones non ventilées doivent être évitées afin de garantir une uniformité complète dans l’espace climatisé. Une stratification de l’air dans la partie supérieure de la pièce peut se produire dans des conditions de chauffage, alors qu’un inconfort dû à une mauvaise diffusion et à la température de soufflage peut se produire dans des conditions de rafraîchissement avec certains types de ventilation. Les systèmes rayonnants influencent directement la température opérative : ils agissent en fait tous sur la température moyenne de rayonnement et sur la température de l’air. L’action couplée de la surface rayonnante et du débit de ventilation rendent l’environnement confortable. La quantité d’air qui est fournie dans la zone est bien plus petite que la quantité fournie à un système tout air, réduisant ainsi le risque d’une mauvaise diffusion. La répartition des paramètres climatiques intérieurs dépend du type de ventilation choisie (répartition uniforme par brassage ou gradients par déplacement d’air) : en fonction de ce choix, les dispositifs terminaux de ventilation doivent être placés avec précision afin de garantir la répartition d’air voulue.
Température de fonctionnement d’un dispositif terminal	Dans les systèmes tout air, le jet d’air est fourni dans l’espace à une température qui dépend strictement du débit d’air et du dispositif terminal choisi. Les gradients de température de 8 à 10 °C sont considérés comme la limite supérieure en mode de brassage. Ces gradients se réduisent à 3-4°C avec des systèmes de ventilation par déplacement d’air. Les systèmes rayonnants sont des dispositifs terminaux à basse température : dans des conditions de chauffage, la température d’arrivée d’eau type est comprise entre 25°C et 40°C, en rafraîchissement elle est comprise entre 13 et 20 °C (selon le système sec ou humide choisi) avec une chute de température qui est en moyenne comprise entre 3 et 5 °C.

Capacité de chauffage/ rafraîchissement	La capacité de chauffage et de rafraîchissement des systèmes tout air dépend du débit d’air et de la température d’arrivée du jet d’air : ils doivent être configurés afin d’équilibrer les charges calorifiques sensibles et latentes et, en même temps, pour éviter un risque d’inconfort dans la zone occupée. Comme décrit dans le chapitre 3, la puissance spécifique de chauffage et de rafraîchissement de panneaux rayonnants sur plafond indique des limites supérieures qui dépendent de la température de surface des panneaux. Aucune limitation spécifique n’est indiquée pour l’air neuf.
Intégration du dispositif terminal	Le niveau d’intégration des systèmes tout air est strictement lié au dispositif terminal d’air : en fonction de ce choix, le niveau d’intégration peut varier de faible à très bon. Les panneaux rayonnants sur plafond présentent un haut niveau d’intégration. De très bonnes solutions peuvent être trouvées pour l’intégration du dispositif terminal d’air dans le plafond.
Installation de production d’énergie	Un système tout air est typiquement couplé avec un générateur de chaleur classique à faible rendement et avec un refroidisseur classique. Les installations équipées de pompes à chaleur réversibles sont parfois utilisées. Au contraire, dans une installation desservant un système rayonnant, les mêmes convertisseurs d’énergie qui sont adoptés dans un système tout air peuvent avoir un rendement de conversion supérieur dû à une température de fonctionnement modérée. Les systèmes rayonnants sont souvent couplés avec succès avec des pompes à chaleur réversibles pour produire de l’énergie de chauffage et de rafraîchissement. De plus, en réunissant certaines conditions, un rafraîchissement naturel direct avec l’eau souterraine ou avec de l’eau de puits peut se faire dans le cas de systèmes rayonnants.
Notes	

4.5 Réchauffeur d'air comparé à un plancher chauffant rayonnant

Applications typiques	Espaces étendus et grande hauteur sous plafond (bâtiments industriels, gymnases, salles de sport, etc.)
Type	Systèmes hydroniques (à eau)
Potentialités de régulation du climat intérieur	Les réchauffeurs d'air ne peuvent fournir qu'une régulation de température pendant la saison hivernale. La même régulation peut être fournie par des systèmes rayonnants qui peuvent s'étendre partiellement à la saison estivale en gardant à l'esprit les limitations de la puissance rafraîchissante pour éviter la condensation de surface (dans cette configuration de système, l'humidité relative de l'air n'est pas régulée).
Aspects de confort	<p>Les réchauffeurs d'air sont des systèmes mécaniques à convection à température élevée. Ils agissent donc sur la régulation de la température de l'air : par conséquent, il peut y avoir naturellement une forte stratification si l'air n'est pas parfaitement brassé. Cet aspect est critique en particulier dans des espaces hauts où la zone occupée est dans la partie inférieure de l'environnement intérieur. Le risque de courant d'air se produit typiquement à cause de la vitesse du jet d'air, qui génère également un déplacement indésirable de poussière dans l'espace. Un inconfort acoustique dû au bruit peut aussi poser problème.</p> <p>Les systèmes rayonnants agissent à la fois sur la température rayonnante moyenne et sur la température de l'air, ce qui influence directement la température opérative ressentie par les occupants. En agissant directement sur la surface du plancher, des environnements thermiques de haut niveau peuvent être obtenus dans la zone occupée, évitant un effet de stratification de l'air, le risque de courant d'air et le déplacement de poussière.</p>
Température de fonctionnement d'un dispositif terminal	Les réchauffeurs d'air sont des appareils terminaux à haute température : la température type d'arrivée d'eau est de 65 à 75 °C, avec une chute de température de 6 à 10 °C. Les planchers rayonnants sont des dispositifs terminaux à basse température : la température type de l'arrivée d'eau est plus faible d'environ 40 °C pour les solutions à rayonnement intégrées à environ 30 °C pour les solutions à rayonnement sèches.
Capacité puissance de chauffage	La puissance de chauffage des réchauffeurs d'air est liée à l'échangeur de chaleur installé et à la puissance des ventilateurs. Il n'existe donc aucune limitation spécifique pour la puissance de chauffage. Comme décrit dans le chapitre 3, la puissance spécifique de chauffage d'un plancher rayonnant a une limite supérieure physique qui doit être comparée aux pertes de chaleur de l'espace.
Installation de production d'énergie	Les réchauffeurs d'air sont couplés avec des chaudières classiques à faible rendement en raison des besoins d'arrivée d'eau à haute température. Les systèmes rayonnants sont couplés avec des chaudières à condensation, en raison de la température d'arrivée d'eau plus basse qui est exigée ; ils peuvent également être utilisés avec des pompes à chaleur à haut rendement, en particulier lorsque le rafraîchissement de l'espace est également exigé.
Notes	

5. Études de cas

5.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de fournir une estimation des avantages qui peuvent être obtenus avec un système rayonnant en terme d'économie d'énergie pour la climatisation. Cela se fait en comparant un système basé sur un plancher/plafond rayonnant pour chauffer et rafraîchir, avec un système de référence pour plusieurs climats d'Europe. La comparaison se concentre sur l'analyse des sources d'énergie et des émissions de CO2. La comparaison entre les systèmes est rendue possible grâce aux niveaux équivalents de qualité de confort thermique dans les deux cas. Deux études de cas ont été analysées : un immeuble de bureaux et une maison résidentielle.

5.2 Hypothèses des conditions climatiques

Les conditions météorologies typiques à Rome, Milan, Londres, Francfort, Madrid, Athènes, Helsinki et Moscou sont tirées de la base de données des données climatiques de l'IWEC (International Weather for Energy Calculation).

5.3 Logiciel de simulation énergétique pour bâtiments

Afin de développer la comparaison entre les modèles énergétiques des deux bâtiments, l'étude du cas équipée du système de référence et l'étude de cas équipée du système rayonnant et un système d'air extérieur dédié, ont été construits et simulés grâce au logiciel de simulation énergétique EnergyPlus version 3.1.0. Il s'agit d'un code structurel modulaire qui a été développé par le ministère de l'Énergie des États-Unis en 2001 puis mis à jour deux fois par an, qui rassemble les meilleures capacités et fonctionnalités de BLAST et de DOE-2. Il se base sur un bilan thermique pour déterminer les charges de chacune des zones des bâtiments et peut modéliser les systèmes et équipements les plus communs.

5.4 Étude de cas d'un immeuble de bureau

5.4.1 Le modèle de référence des bâtiments

L'une des références des bâtiments commerciaux de DOE a été adoptée comme bâtiment de référence. C'est un bureau de petite taille avec une surface au sol totale de 511 m², un bâtiment rectangulaire d'un niveau. Il est partitionné et modélisé en 5 zones climatisées (2,74 m de hauteur), une zone centrale et les quatre autres zones du périmètre ; il y a des combles non climatisés.

Les deux images de cette référence sont représentées dans la figure 5.1.

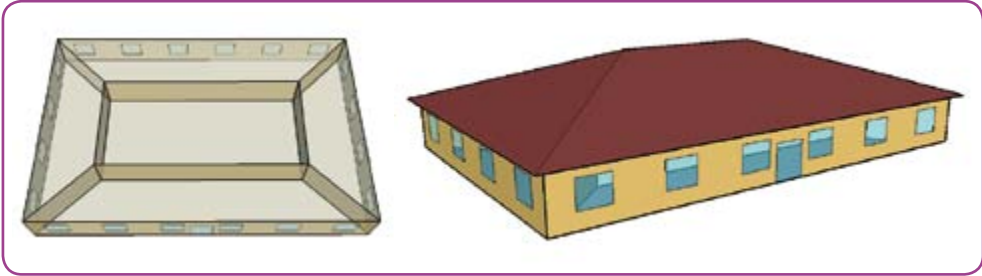


Figure 5.1 Vue aérienne du bâtiment (avec DOE)

Les apports internes, le programme d’occupation, les caractéristiques des équipements électriques, des éclairages électriques et l’enveloppe du bâtiment sont celles du modèle de référence.
Quant aux caractéristiques de l’enveloppe du bâtiment, pour les villes d’Helsinki et de Moscou, la résistance thermique des murs, des toits et des fenêtres est doublée.

5.4.2 Les systèmes primaires et secondaires de climatisation

5.4.2.1 Système tout air de référence

Le système de climatisation de chaque cas de référence est un système à boîte à débit variable à plusieurs zones avec des batteries chaudes dans chacune d’elle (Figure 5.2).
En mode chauffage, dans chaque zone climatisée, un registre de tirage et une boîte de réchauffage ajuste le débit et la température de l’air fourni suivant la demande.
En mode de rafraîchissement, l’air est fourni à la boucle d’air à 13 °C puis réparti entre les zones ; les boîtes à débit variable régulent le débit terminal. Le thermostat a un point de consigne double avec une zone d’insensibilité qui se base sur les valeurs de 21 °C (avec une marge de reculement à 15,6 °C) pour le chauffage et de 25,5 °C (avec une marge de reculement à 30 °C) pour le rafraîchissement.
Une régulation thermostatique qui se base sur la température opérative a été sélectionnée pour effectuer la comparaison entre le système d’air et les systèmes rayonnants. Le thermostat capte la température de l’air et la convertit en température opérative qui est une moyenne de la température de l’air et de la température rayonnante moyenne.

En plus du thermostat, un hygrostat est également présent. Il régule l’humidité relative dans la CTA. Elle impose une humidification (grâce à un humidificateur électrique à vapeur placé dans la CTA) quand l’humidité relative chute sous 45 %. Il impose une déshumidification (grâce à la batterie froide de la CTA) quand l’humidité relative dépasse 60 %.

Il y a deux boucles d’eau, l’une pour l’eau chaude et l’autre pour l’autre froide, réglées respectivement à la température de conception de 80 °C et de 8 °C.
Ces températures ont été sélectionnées afin de limiter la taille des batteries chaudes et froides. Les boucles sont alimentées respectivement par une chaudière à condensation et un refroidisseur de liquide air / eau. Les caractéristiques de l’équipement du système primaire sont récapitulées dans le Tableau 5.1. Ce tableau énumère les rendements nominaux des convertisseurs d’énergie, alors que les rendements réels

dépendent de la charge partielle et des conditions de fonctionnement (température des fluides, etc.).
Le programme de simulation EnergyPlus dimensionne automatiquement les installations hydrauliques et aérauliques.

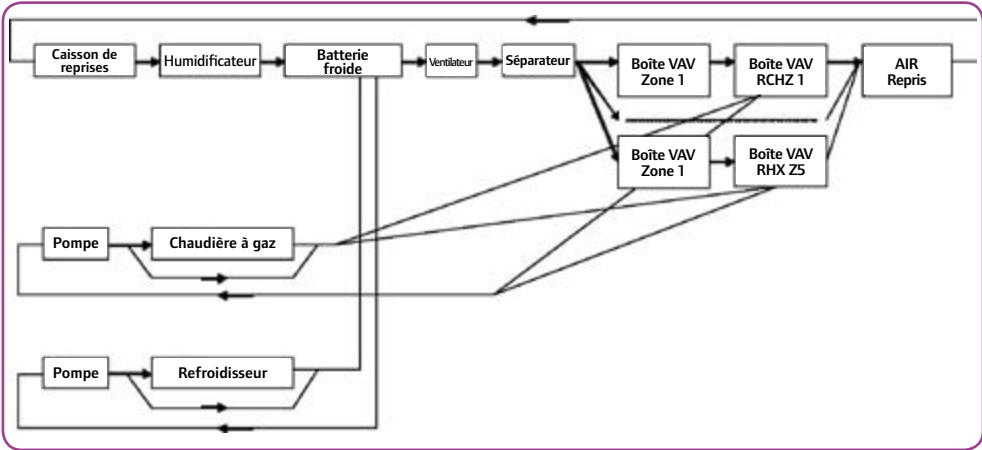


Figure 5.2 Schéma du système tout air de référence

Table 5.1 Caractéristiques du système de production d’énergie de référence

	Niveau thermique	Rendement nominal
Chaudière de condensation	80 °C	0.95
Refroidisseur air / eau	7 °C	3.1

5.4.2.2 Système de ventilo-convecteur de référence

La performance d’un système de ventilo-convecteur de référence (Figure 5.3) a également été comparée à celle des systèmes rayonnants. Chaque zone climatisée a un dispositif à air forcé qui est un ventilo-convecteur à quatre tubes, modélisé séparément grâce à un serpentin de chauffage, un serpentin de refroidissement, un ventilateur à débit constant et un brasseur d’air extérieur. Le débit d’air extérieur est réglé pour être égal aux exigences de ventilation d’air définies dans les spécifications de référence et égal dans tous les divers systèmes qui ont été simulés.
Le thermostat a un point de consigne double, comme dans le cas précédent, avec une zone d’insensibilité qui se base sur les valeurs de 21 °C (avec une marge de reculement à 15,6 °C) pour le chauffage et de 25,5 °C (avec une marge de reculement à 30 °C) pour le rafraîchissement. Dans ce cas également, une régulation thermostatique qui se base sur la température opérative a été sélectionnée pour effectuer la comparaison entre le système de ventilo-convecteur et les systèmes rayonnants.
Dans un système de ventilo-convecteur, il n’y a pas la possibilité d’effectuer une humidification de l’air, donc l’humidité relative de l’air intérieur n’est pas régulée en saison estivale. En saison hivernale, même si l’hygrométrie intérieure n’est pas mécaniquement régulée, l’air (qui est un mélange de l’air extérieur et de l’air intérieur recyclé) est partiellement déshumidifié lorsqu’il passe dans la batterie froide du ventilo-convecteur.

Il y a deux boucles d'eau, l'une pour l'eau chaude qui dessert les batteries chaudes à 80°C et l'autre pour l'eau réfrigérée qui dessert les batteries froides à 7°C. Comme d'habitude, ces températures ont été sélectionnées afin de limiter la taille des échangeurs thermiques. Pareillement aux installations du système tout air, les deux boucles sont alimentées respectivement par une chaudière à condensation et un refroidisseur de liquide air /eau. Les caractéristiques de l'équipement de production d'énergie sont les mêmes que celles du Tableau 5.1. L'efficacité saisonnière moyenne de ces équipements peut varier avec les conditions de fonctionnement des ventilo-convecteurs. Le débit d'eau dans les boucles, la taille des échangeurs et des ventilateurs sont autodimensionnés par le programme de simulation EnergyPlus.

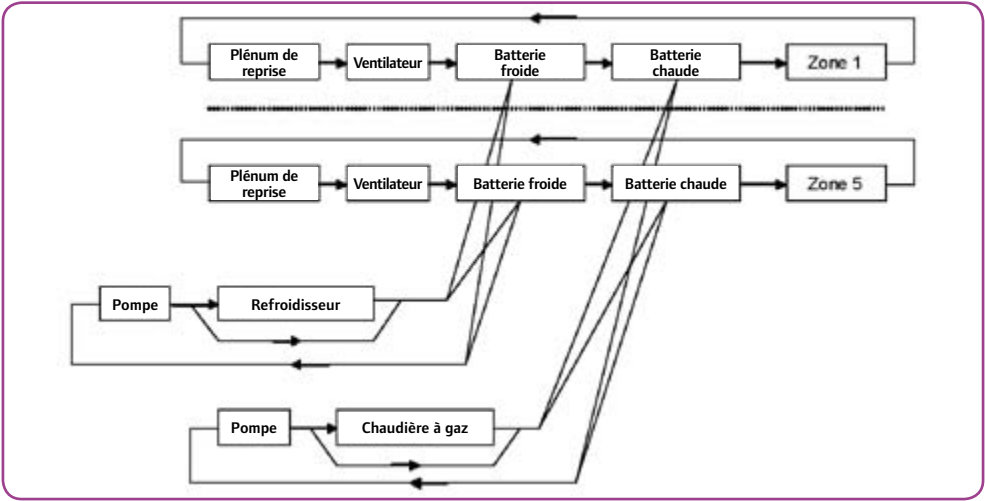


Figure 5.3 Schéma du système de ventilo-convecteur de référence

5.4.2.3 Système de plancher/plafond rayonnant

Dans ce cas, le système de climatisation est un plancher ou plafond rayonnant chauffant/rafraîchissant (les deux cas ont été étudiés) couplé avec un système d'air qui n'est utilisé qu'à des fins de ventilation et d'humidification/déshumidification (Figure 5.4). Les équipements du système fonctionnent ensemble pour climatiser l'air des zones et la priorité de chauffage/rafraîchissement est attribuée au système rayonnant. Le programme et la régulation du point de consigne du thermostat sont identiques à ceux du cas du système tout air de référence. Le plancher rayonnant est réalisé au-dessus d'un terre plein qui est placé sur une couche isolante de 20 cm. Le diamètre extérieur des tubes est de 16 mm et il est contenu dans une chape de 3,5 cm. La finition du plancher est en carrelage. Le plafond rayonnant est un plafond fermé de 23 mm de profondeur, fait d'une couche de graphite entre une feuille d'acier (vers la zone climatisée) et une plaque de bois. Les tubes sont faits en PEX et ont un diamètre de 10 mm. Le plancher et le plafond sont tous deux des systèmes rayonnants à faible température à débit variable ; la température de l'arrivée d'eau est fixée à 55 °C pour le chauffage et à 18 °C pour le rafraîchissement. En mode rafraîchissement, l'air neuf peut être fourni à une température inférieure au point de consigne de l'air intérieur afin d'éviter de gaspiller de l'énergie thermique dû au post-chauffage de la déshumidification. La raison de l'utilisation d'un système de ventilation couplé aux systèmes rayonnants est nécessaire pour :

- fournir de l'air neuf dans le bâtiment
 - réguler l'humidité relative de l'air intérieur, important non seulement pour le confort des occupants, mais également en mode rafraîchissement pour le fonctionnement continu des plafonds et des planchers rayonnants
- Trois systèmes primaires ont été pris en considération. Le premier (Tableau 5.2) est similaire au système de référence : une chaudière à condensation et un groupe froid air / eau sont utilisés pour l'eau chaude du plancher/plafond rayonnant et les batteries froides. Un second système primaire (Tableau 5.3) est composé d'une pompe de chaleur réversible. Son eau de nappe qui assure le chauffage et le rafraîchissement, tirant ainsi avantage non seulement de températures de fonctionnement modérées mais également d'une source de chaleur à température constante. Enfin, une troisième possibilité (Tableau 5.4) est étudiée pour prendre en considération la possibilité de couvrir la demande d'énergie de rafraîchissement du système rayonnant grâce au refroidissement naturel de l'eau souterraine.

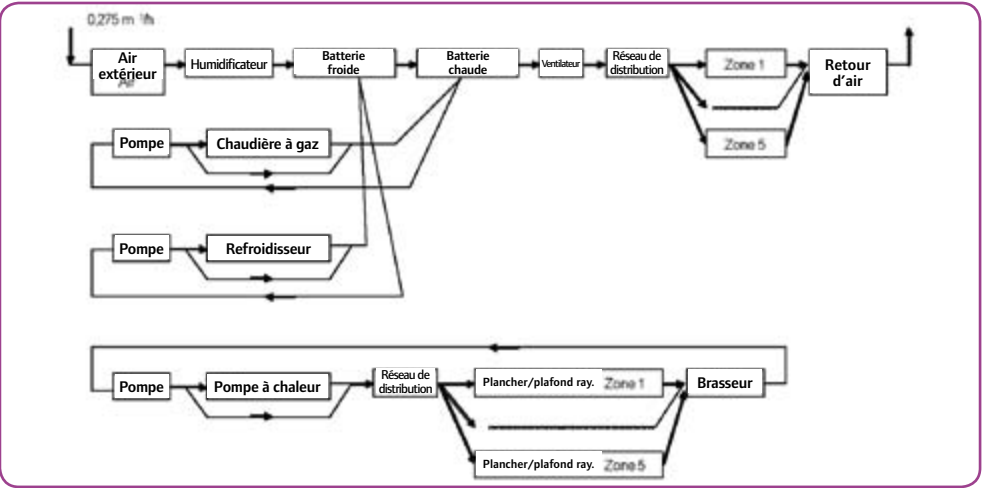


Figure 5.4 Schéma du système rayonnant couplé à un système d'air extérieur dédié (système primaire n° 2)

Tableau 5.2 Caractéristiques du système primaire n°1

	Niveau thermique	Rendement nominal
Chaudière à condensation	80°C	0.95
Chaudière à condensation	55°C	1
Refroidisseur de liquide air / eau	7°-12°C	3.1
Refroidisseur de liquide air / eau	18°C	3.5

Tableau 5.3 Caractéristiques du système primaire n° 2

	Niveau thermique	Rendement nominal
Chaudière à condensation	80°C	0.95
Pompe à chaleur réversible	55°C	4.05
Refroidisseur de liquide air / eau	7°C	3.1
Pompe à chaleur réversible	18°C	6.50

Tableau 5.4 Caractéristiques du système primaire n° 3

	Thermal level	Rated Efficiency
Chaudière à condensation	80°C	0.95
Pompe à chaleur réversible	55°C	4.05
Refroidisseur de liquide air / eau	7°C	3.1
Refroidissement naturel par l’eau souterraine	18°C	-

5.4.3 Analyse du confort thermique

Une analyse du confort thermique pour la ville de Rome, se basant sur les données simulées, a été conduite afin de démontrer que le niveau de confort thermique garanti par les deux systèmes est égal. Cela ne signifie pas que les conditions de température de l’air sont toujours égales entre ces trois simulations (tout air, plancher rayonnant et plafond rayonnant). Seul les types de programmes de régulations de la température sont toujours identiques, mais le comportement de chaque système (en raison de l’inertie thermique, de la régulation du débit, etc.) est différent et peut conduire à des températures d’air ainsi qu’à une demande énergétique de chauffage/rafraîchissement légèrement différentes, en particulier dans le cas de deux points de consigne avec une zone d’insensibilité.

L’analyse du confort thermique se base sur la température opérative de la zone centrale du bâtiment. La saison hivernale dure du 15 novembre au 15 mars. La saison estivale dure du 15 mai au 15 octobre. La fréquence de l’occurrence des diverses catégories de températures opératives sont indiquées dans les Figures 6.4 à 6.12 ; ces figures indiquent également la fréquence cumulée dans l’axe secondaire.

Le confort thermique sur une longue période de simulation a été évalué comme indiqué dans la norme européenne EN 15251 (Paramètres d’entrée d’environnement intérieur pour la conception et l’évaluation du rendement énergétique des bâtiments afin d’étudier la qualité de l’air intérieur, l’environnement thermique, l’éclairage et l’acoustique). Parmi ces trois catégories de qualité de confort thermique définies dans cette norme, la catégorie II a été sélectionnée car elle coïncide avec le niveau de satisfaction des normes internationales précédentes (par ex. : EN ISO 7730) et a été adopté dans le monde entier lorsqu’il s’agit du confort thermique (par ex. : $-0,5 < PMV < +0,5$).

Un indice de performance associé à une catégorie représente le pourcentage des valeurs des températures opératives pendant les heures occupées qui sont comprises dans la plage de la catégorie. Un environnement intérieur est censé appartenir à une certaine catégorie lorsque son indice est d’au moins 90 %.

Dans chacune des figures suivantes (Figures 5.5 à 5.12), l’indice de performance est indiqué pour la catégorie II (20,0 à 24,0 °C pour le confort thermique de la saison hivernale et 23,0 à 26,0 °C pour le confort thermique de la saison hivernale).

D’après l’analyse du confort thermique récapitulée dans les figures suivantes, il peut être déduit que le niveau de confort thermique est égal pour les divers systèmes, car l’indice de performance de la catégorie 2 est toujours supérieur à 90 %.

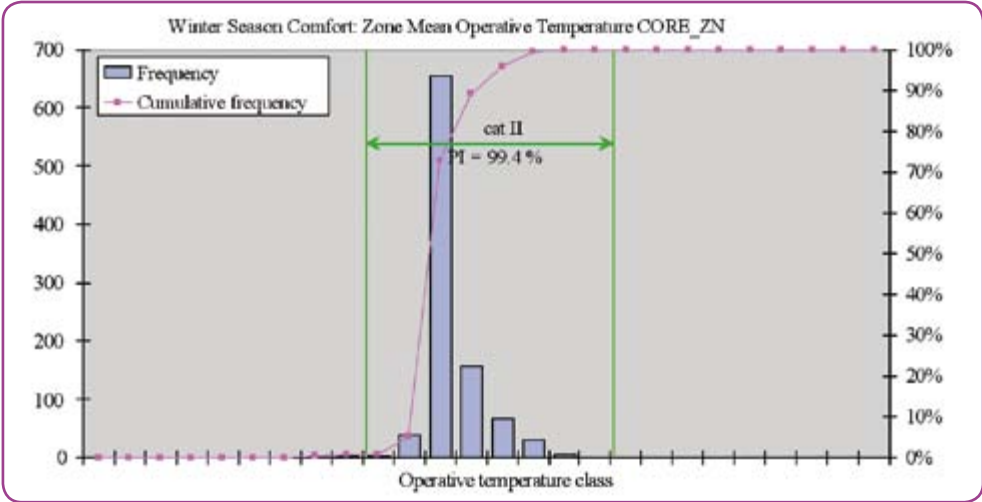


Figure 5.5 Indice de performance du confort thermique hivernal, système tout air, ville de Rome

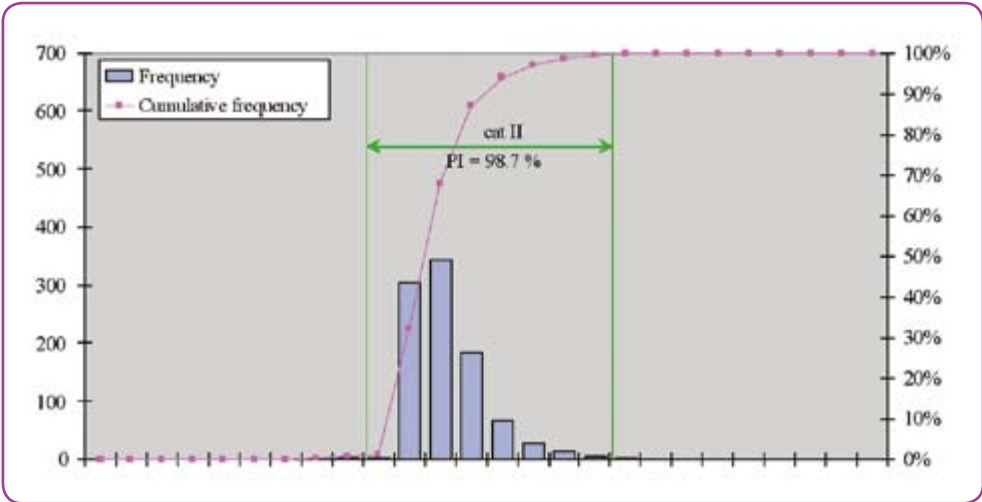


Figure 5.6 Indice de performance du confort thermique hivernal, système de ventilo-convecteur, ville de Rome

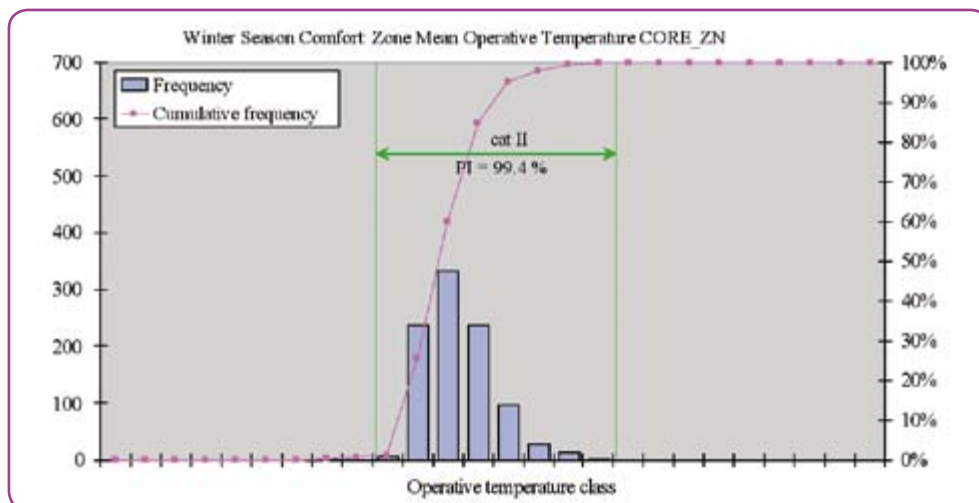


Figure 5.7 Indice de performance du confort thermique hivernal, système de plancher rayonnant, ville de Rome

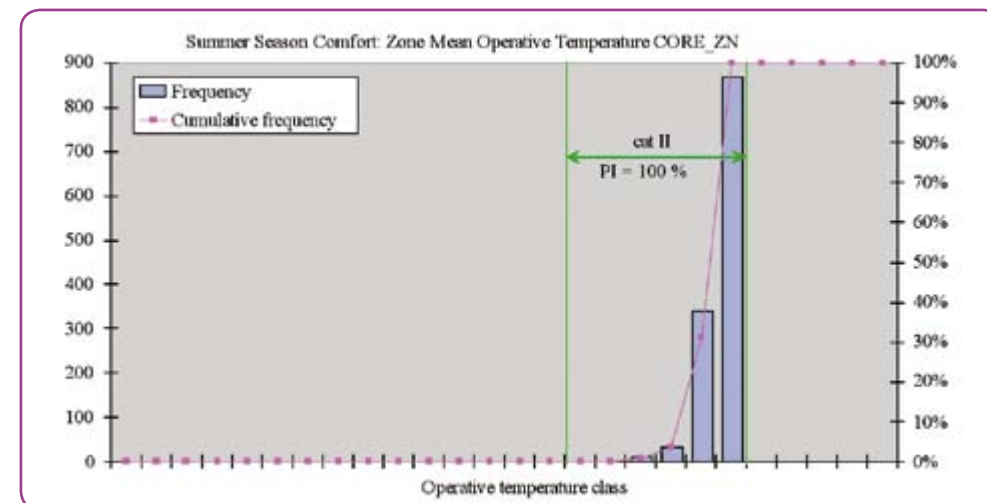


Figure 5.9 Indice de performance du confort thermique estival, système tout air, ville de Rome

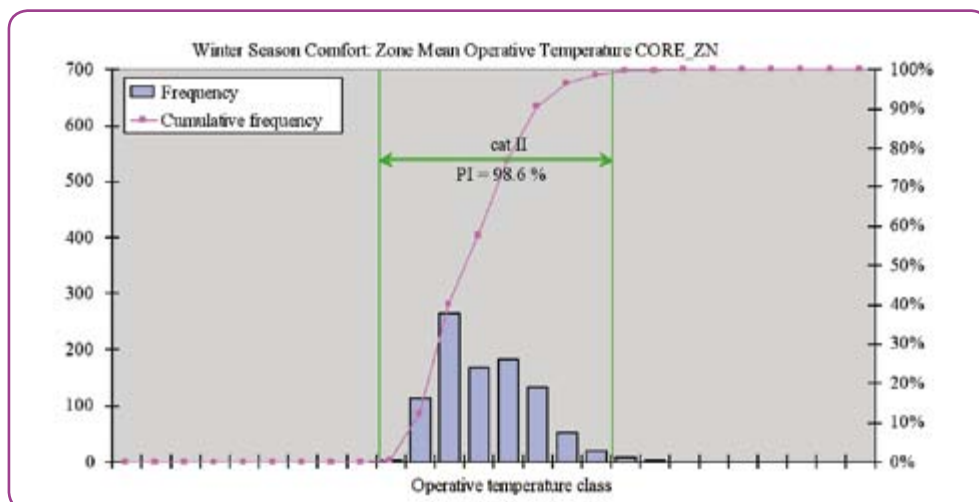


Figure 5.8 Indice de performance du confort thermique hivernal, système de plafond rayonnant, ville de Rome

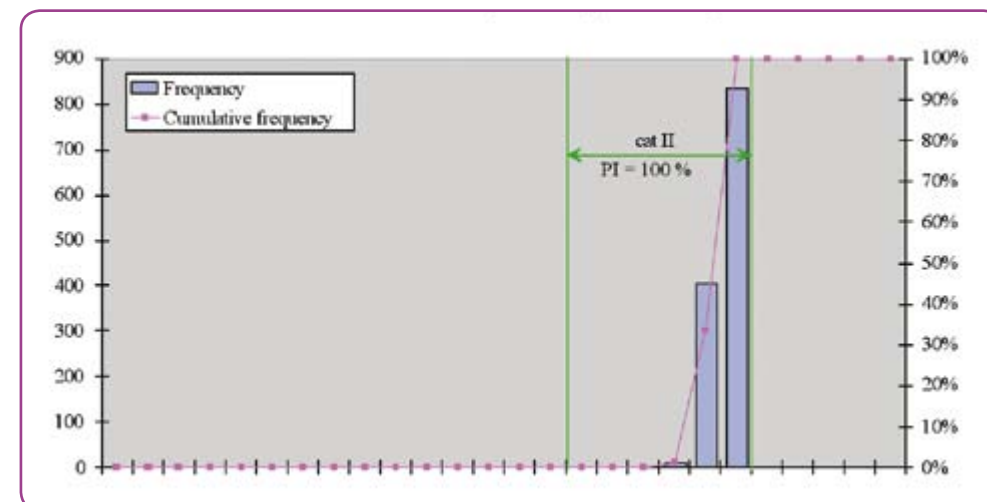


Figure 5.10 Indice de performance du confort thermique estival, système de ventilo-convecteur, ville de Rome

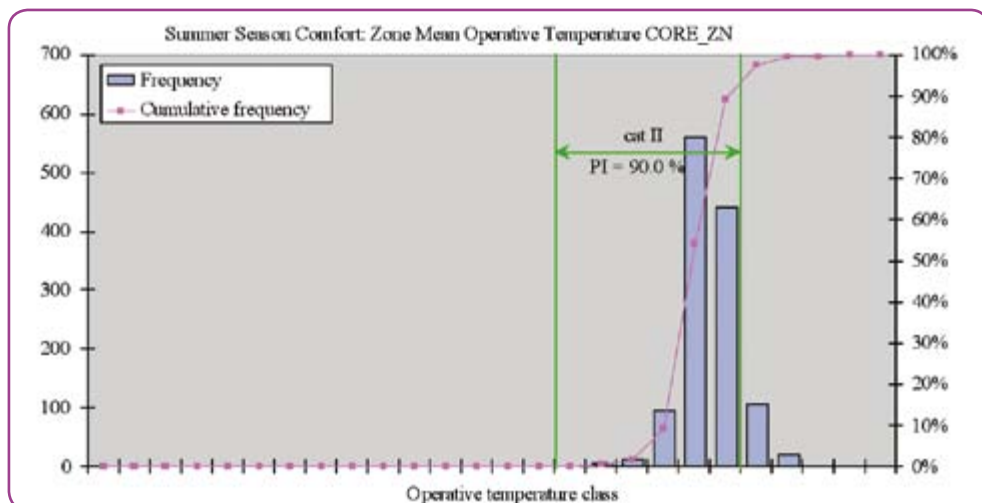


Figure 5.11 Indice de performance du confort thermique estival, système de plancher rayonnant, ville de Rome

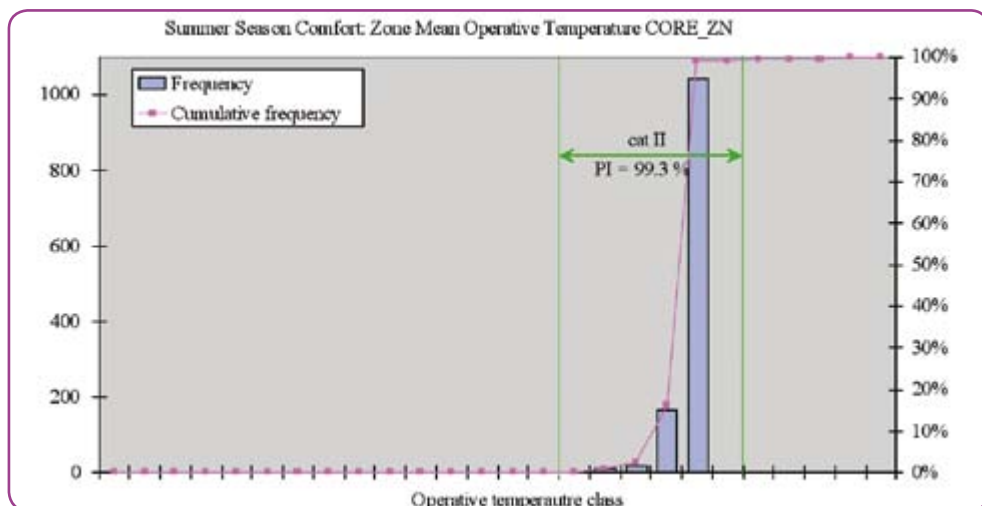


Figure 5.12 Indice de performance du confort thermique estival, système de plafond rayonnant, ville de Rome

5.4.4 Analyse énergétique

Étant donné que les systèmes de chauffage et de rafraîchissement rayonnants garantissent tous deux le même niveau de qualité de confort thermique par rapport aux systèmes tout air et de ventilo-convecteurs, la comparaison entre les systèmes de référence (tout air et ventiloconvecteurs) et le système rayonnant a été effectuée en termes :

- d'énergie fournie à la zone, qui est l'énergie fournie par les systèmes primaires aux équipements du système secondaire ;
- d'énergie fournie au système primaire.



Table 5.5 Ville de Rome

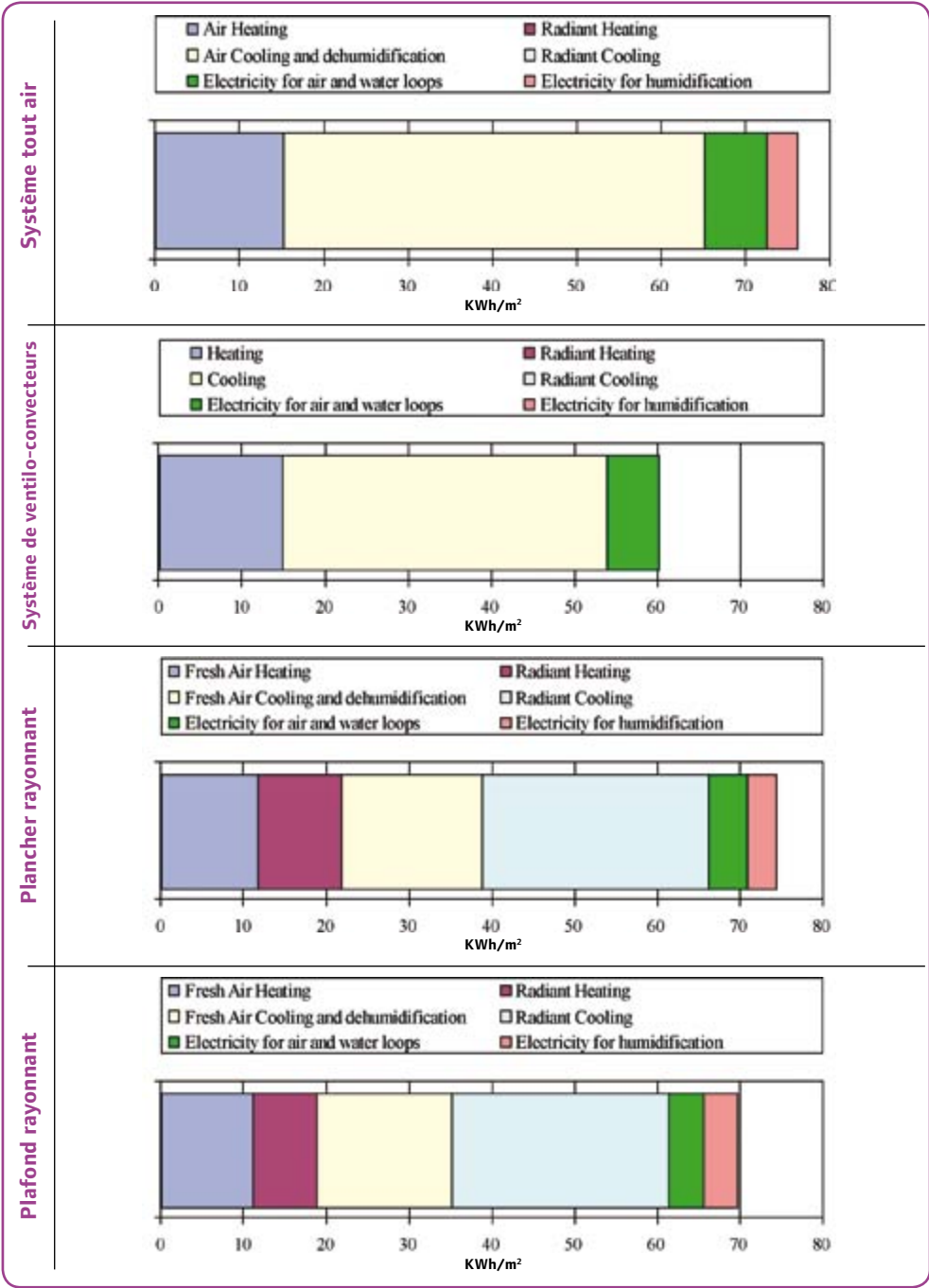


Tableau 5.6 Ville de Rome

Énergie fournie [kWh]	Système tout air	Système de ventilo-convecteurs	Plancher rayonnant	Plafond rayonnant
Énergie pour le chauffage de l'air (80 °C)	7759	7560	5979	5630
Énergie pour le chauffage rayonnant (55 °C)	0	0	5142	3948
Énergie pour le rafraîchissement de l'air et la déshumidification (7 °C)	25561	19963	8733	8345
Énergie pour le rafraîchissement rayonnant (18 °C)	0	0	14003	13395
Électricité pour les boucles d'air (ventilateurs) et d'eau (pompes)	3748	3192	2348	2206
Électricité pour l'humidification	1847	0	1833	2058

Tableau 5.7 Ville de Rome

Description du système		Sources d'énergie [kWh]		Énergie primaire [kWh]	Coût d'énergie [€]	Émissions de CO ₂ [kgCO ₂]
Système tout air (référence)	Gaz naturel	8094		8094	566.58	1627
	Électricité	24103		52304	3856.48	11087
	Total			60398	4989.64	12714
Système de ventilo-convecteurs (référence)	Gaz naturel	7872		7872	551.04	1582
	Électricité	22092		47940	3534.72	10162
	Total			55812	4085.76	11744
Plancher rayonnant	Système primaire n°1	Gaz naturel	10816			
		Électricité	12122			
		Total		37120	2696.61	7750
		Comparé au système tout air		- 39%	- 46%	- 39%
		Comparé au système de ventilo-convecteurs		- 33%	- 34%	- 34%
	Système primaire n°2	Gaz naturel	5920			
		Électricité	11169			
		Total		30157	2201.50	6328
		Comparé au système tout air		- 50%	- 56%	- 50%
		Comparé au système de ventilo-convecteurs		- 46%	- 46%	- 46%
	Système primaire n°3	Gaz naturel	5920			
		Électricité	8709			
		Total		24818	1807.79	5196
Plafond rayonnant	Système primaire n°1	Gaz naturel	9334			
		Électricité	12036			
		Total		35510	2583.44	7413
		Comparé au système tout air		- 41%	- 48%	- 42%
		Comparé au système de ventilo-convecteurs		- 36%	- 37%	- 37%
	Système primaire n°2	Gaz naturel	5574			
		Électricité	10912			
		Total		29254	2136.19	6140
		Comparé au système tout air		- 52%	- 57%	- 52%
		Comparé au système de ventilo-convecteurs		- 48%	- 48%	- 48%
	Système primaire n°3	Gaz naturel	5574			
		Électricité	8564			
		Total		24158	1760.42	5060
		Comparé au système tout air		- 60%	- 65%	- 60%
		Comparé au système de ventilo-convecteurs		- 57%	- 57%	- 57%

Tableau 5.8 Ville de Francfort

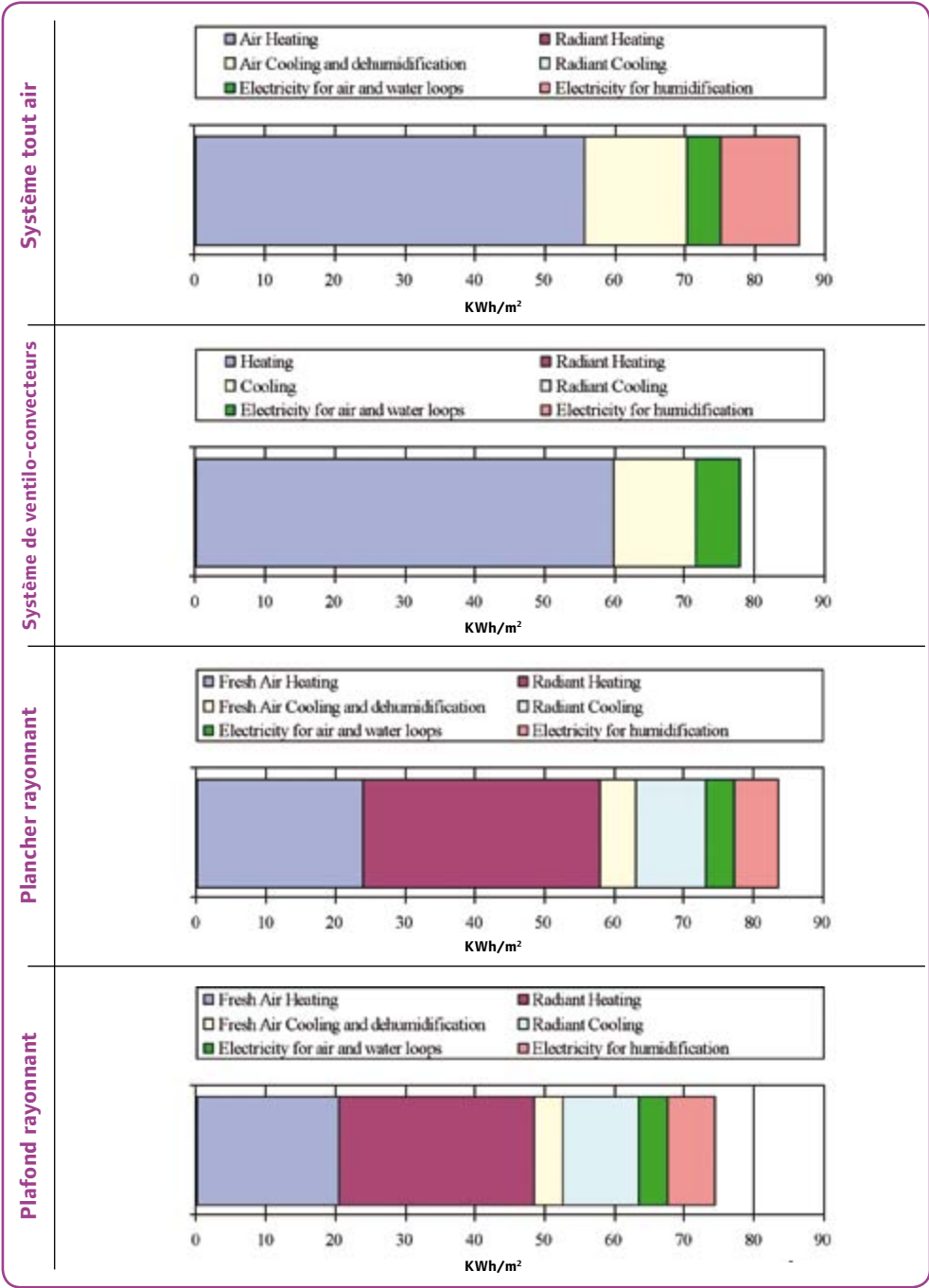


Tableau 5.9 Ville de Francfort

Énergie fournie [kWh]	Système tout air	Système de ventilo-convecteurs	Plancher rayonnant	Plafond rayonnant
Énergie pour le chauffage de l'air (80 °C)	28394	30567	12199	10453
Énergie pour le chauffage rayonnant (55 °C)	0	0	17435	14242
Énergie pour le rafraîchissement de l'air et la déshumidification (7 °C)	7479	6018	2599	2146
Énergie pour le rafraîchissement rayonnant (18 °C)	0	0	5109	5552
Électricité pour les boucles d'air (ventilateurs) et d'eau (pompes)	2431	3187	2137	2061
Électricité pour l'humidification	5757	0	3170	3541

Tableau 5.10 Ville de Francfort

Description du système		Sources d'énergie [kWh]		Énergie primaire [kWh]	Coût d'énergie [€]	Émissions de CO ₂ [kgCO ₂]
Système tout air (référence)	Gaz naturel		29717	29717	1783.02	5973
	Électricité		18791	47917	3006.56	12214
	Total			77634	4789.58	18187
Système de ventilo-convecteurs (référence)	Gaz naturel		31975	31975	2238.25	6427
	Électricité		13357	34060	2137.12	8682
	Total			66035	4375.37	15109
Plancher rayonnant	Système primaire n°1	Gaz naturel	28842			
		Électricité	8234			
		Total		49839	3336.39	11149
	Système primaire n°2	Gaz naturel	12237			
		Électricité	11729			
		Total		42145	2733.17	10083
	Système primaire n°3	Gaz naturel	12237			
		Électricité	10664			
		Total		39430	2562.81	9391
	Système primaire n°1	Gaz naturel	24049			
		Électricité	8436			
		Total		42355	3033.15	10317
Plafond rayonnant	Système primaire n°2	Gaz naturel	10486			
		Électricité	11071			
		Total		38717	2505.40	9304
	Système primaire n°3	Gaz naturel	10486			
		Électricité	9948			
		Total		35854	2325.71	8574
	Système primaire n°1	Gaz naturel	24049			
		Électricité	8436			
		Total		42355	3033.15	10317
	Système primaire n°2	Gaz naturel	10486			
		Électricité	11071			
		Total		38717	2505.40	9304
	Système primaire n°3	Gaz naturel	10486			
		Électricité	9948			
		Total		35854	2325.71	8574

Tableau 5.11 Ville de Londres

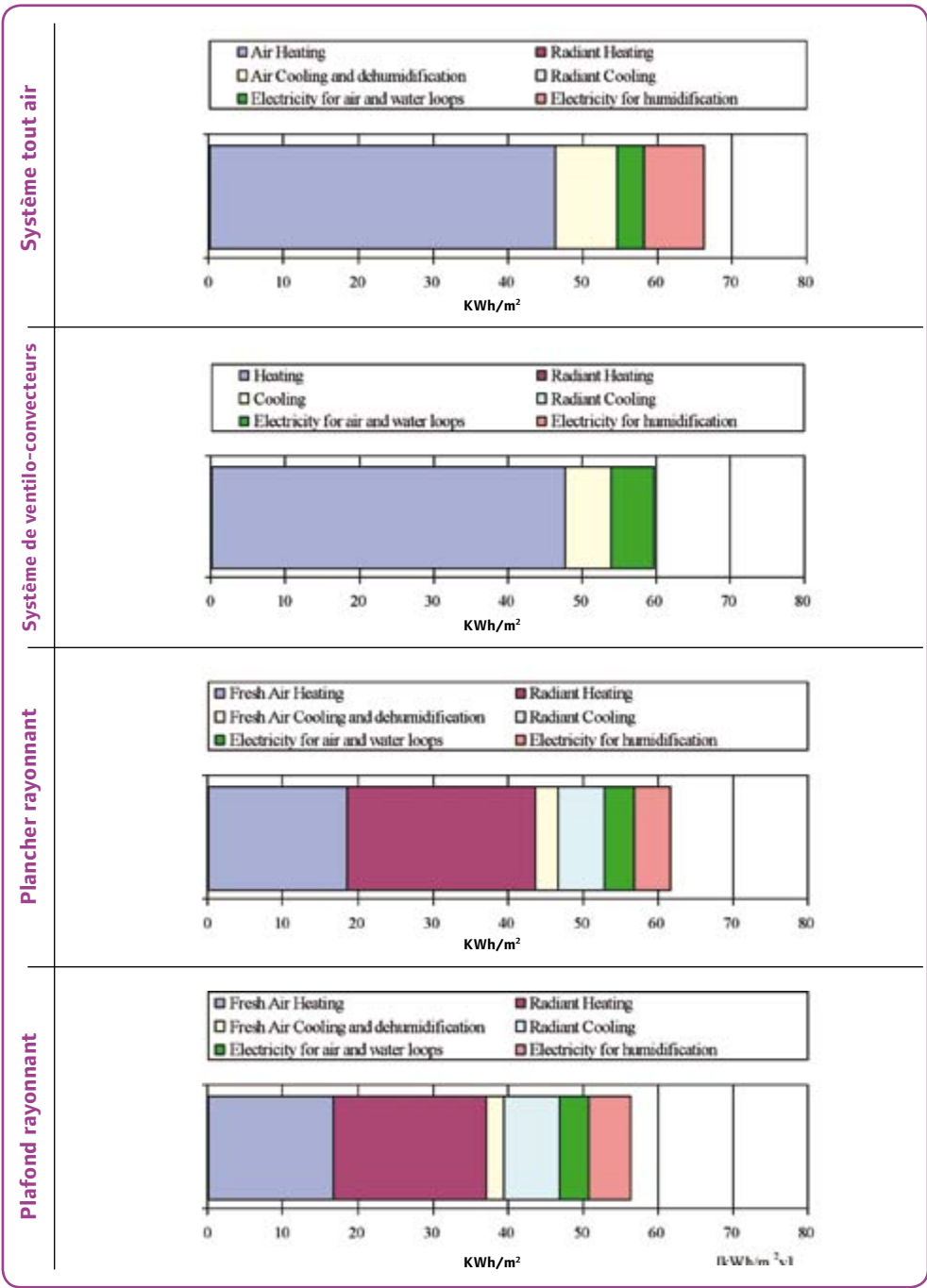


Tableau 5.12 Ville de Londres

Énergie fournie [kWh]	Système tout air	Système de ventilo-convecteurs	Plancher rayonnant	Plafond rayonnant
Énergie pour le chauffage de l'air (80 °C)	23671	24386	9457	8552
Énergie pour le chauffage rayonnant (55 °C)	0	0	12808	10428
Énergie pour le rafraîchissement de l'air et la déshumidification (7 °C)	4163	3201	1541	1147
Énergie pour le rafraîchissement rayonnant (18 °C)	0	0	3176	3780
Électricité pour les boucles d'air (ventilateurs) et d'eau (pompes)	1890	2923	2059	2011
Électricité pour l'humidification	4109	0	2481	2901

Tableau 5.13 Ville de Londres

Description du système		Sources d'énergie [kWh]	Énergie primaire [kWh]	Coût d'énergie [€]	Émissions de CO ₂ [kgCO ₂]
Système tout air (référence)	Gaz naturel	24769	24769	1486.14	4979
	Électricité	13446	34287	2151.36	7664
	Total		59056	3637.75	12643
Système de ventilo-convecteurs (référence)	Gaz naturel	25461	25461	1782.27	5118
	Électricité	10040	25602	1606.40	5723
	Total		51063	3388.67	10841
Plancher rayonnant	Système primaire n°1	Gaz naturel	22590		
		Électricité	6445		
		Total	39025	2612.53	8214
	Comparé au système tout air		- 34%	- 28%	- 35%
			- 24%	- 23%	- 24%
	Système primaire n°2	Gaz naturel	10392		
		Électricité	9104		
		Total	33607	2184.04	7278
	Comparé au système tout air		- 43%	- 40%	- 42%
	Comparé au système de ventilo-convecteurs		- 34%	- 36%	- 33%
Plafond rayonnant	Système primaire n°3	Gaz naturel	10392		
		Électricité	8346		
		Total	31676	2062.89	6846
	Comparé au système tout air		- 46%	- 43%	- 46%
	Comparé au système de ventilo-convecteurs		- 38%	- 39%	- 37%
	Système primaire n°1	Gaz naturel	18933		
		Électricité	6843		
		Total	33782	2420.19	7706
	Comparé au système tout air		- 43%	- 33%	- 39%
	Comparé au système de ventilo-convecteurs		- 38%	- 29%	- 29%
	Système primaire n°2	Gaz naturel	9002		
		Électricité	8818		
		Total	31488	2041.00	6836
	Comparé au système tout air		- 47%	- 44%	- 46%
	Comparé au système de ventilo-convecteurs		- 38%	- 40%	- 37%
	Système primaire n°3	Gaz naturel	9002		
		Électricité	7974		
		Total	29336	1905.98	6355
	Comparé au système tout air		- 50%	- 48%	- 50%
	Comparé au système de ventilo-convecteurs		- 43%	- 44%	- 41%

Tableau 5.14 Ville de Madrid

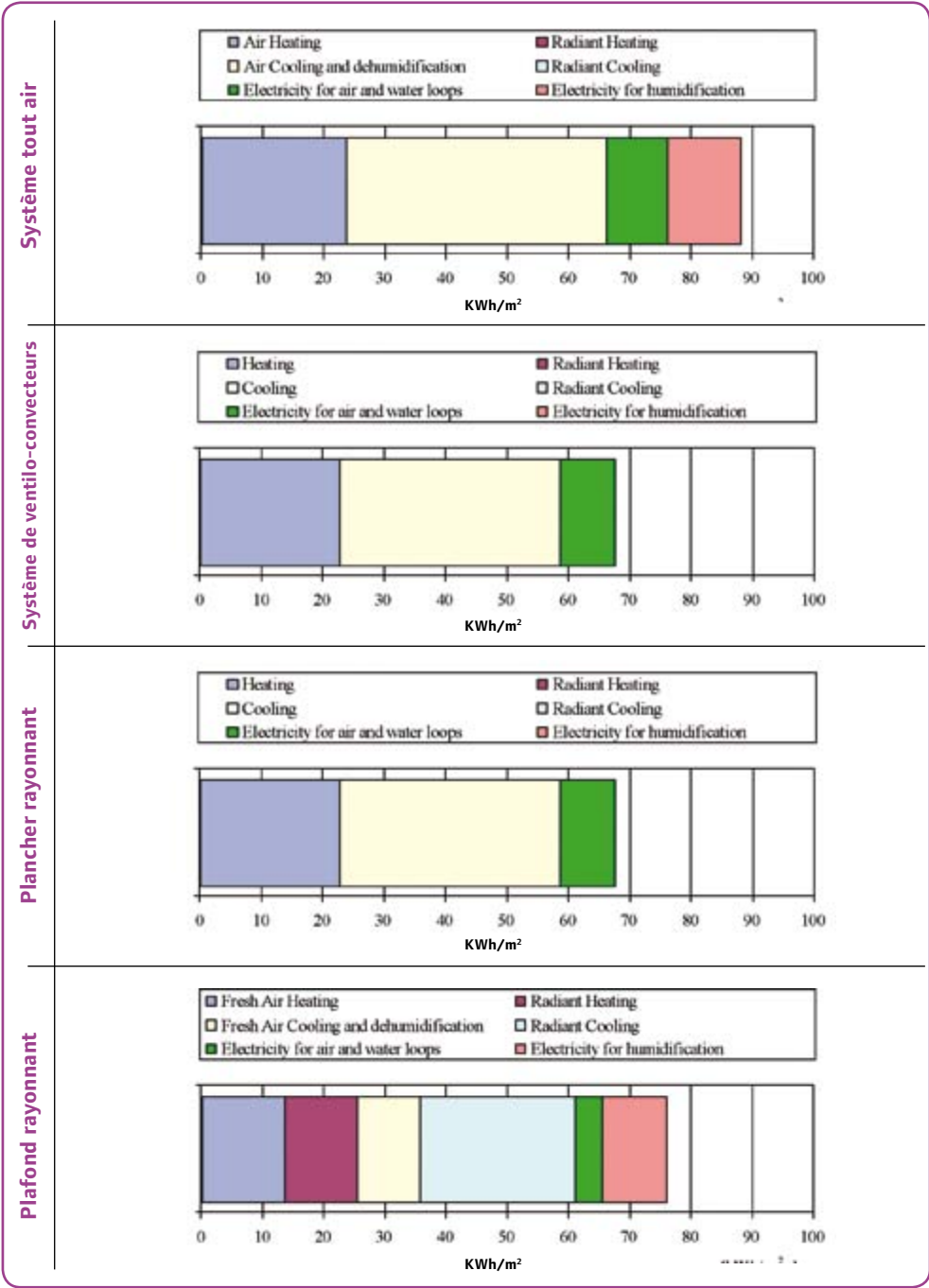


Tableau 5.15 Ville de Madrid

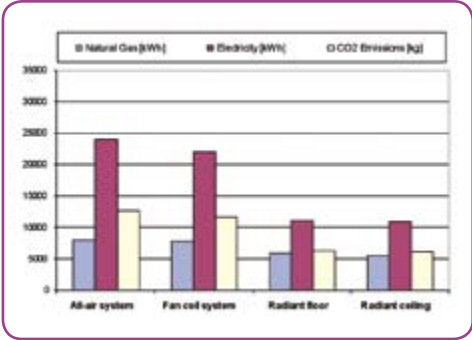
Énergie fournie [kWh]	Système tout air	Système de ventilo-convecteurs	Plancher rayonnant	Plafond rayonnant
Énergie pour le chauffage de l'air (80 °C)	12049	11592	7599	6932
Énergie pour le chauffage rayonnant (55 °C)	0	0	7700	6055
Énergie pour le rafraîchissement de l'air et la déshumidification (7 °C)	21728	18344	6252	5244
Énergie pour le rafraîchissement rayonnant (18 °C)	0	0	13099	12946
Électricité pour les boucles d'air (ventilateurs) et d'eau (pompes)	5104	4555	2402	2224
Électricité pour l'humidification	6124	0	5421	5398

Tableau 5.16 Ville de Madrid

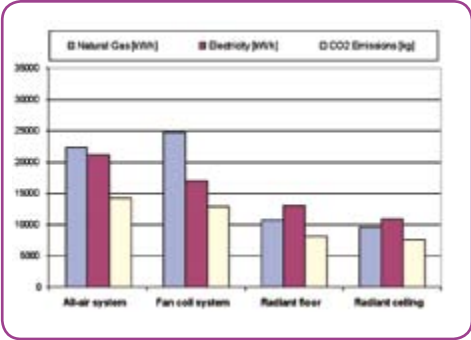
Description du système		Sources d'énergie [kWh]	Énergie primaire [kWh]	Coût d'énergie [€]	Émissions de CO ₂ [kgCO ₂]
Système tout air (référence)	Gaz naturel	12572	12572	754.32	2527
	Électricité	33939	78060	5430.24	16970
	Total		90632	6184.56	19497
Système de ventilo-convecteurs (référence)	Gaz naturel	12076	12076	845.32	2427
	Électricité	27467	63174	4394.72	13734
	Total		75250	5240.04	16161
Plancher rayonnant	Système primaire n°1	Gaz naturel	15698		
		Électricité	15371		
		Total	51051	3558.18	10841
	Système primaire n°2	Comparé au système tout air	- 44%	- 42%	- 44%
		Comparé au système de ventilo-convecteurs	- 32%	- 32%	- 33%
		Total			
	Système primaire n°3	Gaz naturel	7999		
		Électricité	15194		
		Total	42944	2990.89	9205
	Système primaire n°4	Comparé au système tout air	- 53%	- 52%	- 53%
		Comparé au système de ventilo-convecteurs	- 43%	- 43%	- 43%
		Total			
Plafond rayonnant	Système primaire n°1	Gaz naturel	13361		
		Électricité	14556		
		Total	46840	3264.26	9964
	Système primaire n°2	Comparé au système tout air	- 48%	- 47%	- 49%
		Comparé au système de ventilo-convecteurs	- 38%	- 38%	- 38%
		Total			
	Système primaire n°3	Gaz naturel	7296		
		Électricité	14000		
		Total	39496	2750.69	8466
	Système primaire n°4	Comparé au système tout air	- 56%	- 56%	- 57%
		Comparé au système de ventilo-convecteurs	- 48%	- 48%	- 48%
		Total			
	Système primaire n°5	Gaz naturel	7296		
		Électricité	11718		
		Total	34247	2385.60	7326
	Système primaire n°6	Comparé au système tout air	- 62%	- 61%	- 62%
		Comparé au système de ventilo-convecteurs	- 54%	- 54%	- 55%
		Total			

5.4.5 Récapitulatif des résultats

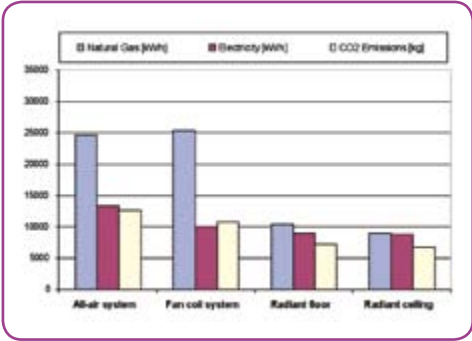
Dans cette partie, les résultats finaux en termes d'énergie et d'émissions de CO2 sont indiqués pour toutes les villes considérées. À partir de ces résultats, il peut être déduit que l'adoption d'un système rayonnant et d'un système d'énergie primaire approprié engendre toujours une réduction des sources d'énergie exploitées, des coûts pour les énergies achetées et les émissions de dioxyde de carbone par rapport à un système tout air. Les meilleures réductions d'émissions de dioxyde de carbone (jusqu'à 60 %) peuvent être obtenues dans des climats où la demande énergétique pour le rafraîchissement est supérieure à celle du chauffage. Dans les climats froids, les réductions sont inférieures mais toujours de l'ordre de 20 à 30 %. Des considérations similaires peuvent être énoncées en comparant la performance des systèmes rayonnants avec des systèmes de ventilo-convecteurs. Comme ces derniers ont des consommations électriques inférieures à celles d'un système tout air, dans tous les cas (la meilleure réduction peut être appréciée pour la ville de Madrid), les gains en consommation d'énergie et des émissions de CO2 peuvent être obtenus avec un système rayonnant sont légèrement inférieures aux précédents, mais sont toujours de l'ordre de 30 % ou plus.



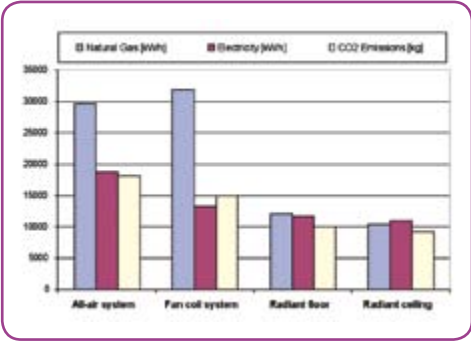
Rome



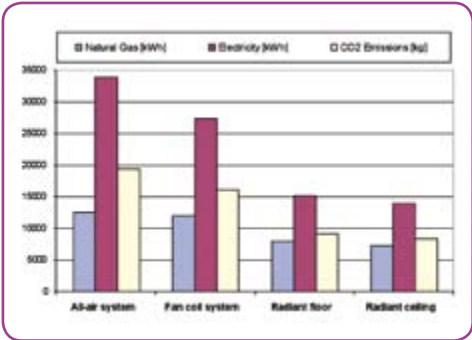
Milan



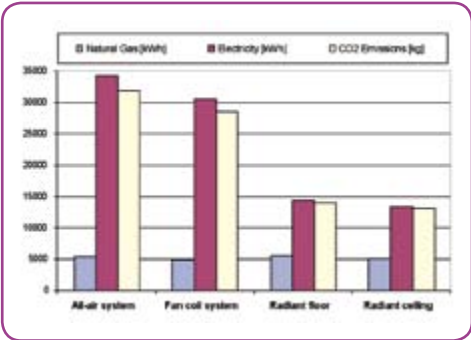
Londres



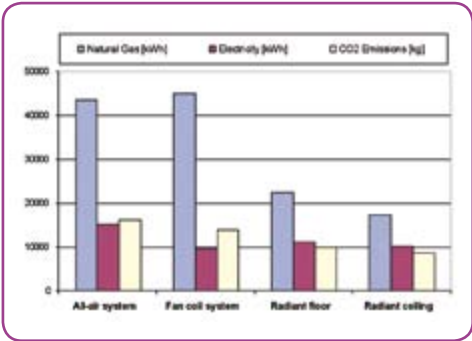
Francfort



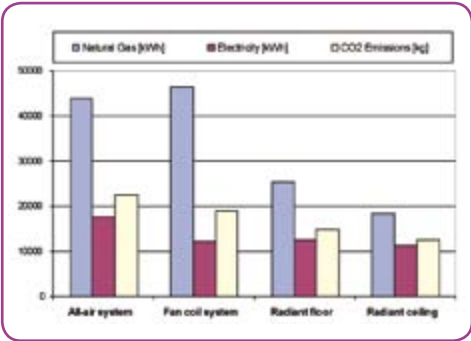
Madrid



Athènes



Helsinki



Moscou

Remarque : dans ces comparaisons, le plancher et le plafond rayonnants sont couplés au système primaire n° 2

5.5 Étude de cas d'un immeuble résidentiel

5.5.1 Le modèle de référence des bâtiments

La simulation a été effectuée sur un bâtiment résidentiel, qui est une maison familiale typique à deux étages, divisée en deux zones de confort (le rez-de-chaussée et le premier étage, sous un grenier avec un toit isolé). La surface totale de la zone climatisée est de 87 m² et le volume total climatisé est de 282 m³. Les énergies disponibles sont le gaz naturel et l'électricité. Les gains internes tels que les équipements électriques, l'éclairage et l'occupation par les personnes ont été fixé dans chaque zone à une valeur de 2,5 W/m², constants tout au long de l'année. Le tableau 5.13 indique les propriétés les plus importantes de l'enveloppe. La ventilation est supposée constante pendant la journée ; les valeurs de débit sont de 0,018 m³/s pour le rez-dechaussée et de 0,021 m³/s pour le premier étage. L'objectif de cette simulation est de démontrer la manière dont changent les besoins énergétiques pour le chauffage, en comparant un système de chauffage classique avec un système de chauffage à plancher rayonnant à basse température.

Figure 5.13 Caractéristiques de l'enveloppe du bâtiment

	Coefficient K	
Murs extérieurs	0.33	W/m²K
Toit	0.66	W/m²K
Fondations	0.21	W/m²K
Fenêtres	1.52	W/m²K



Figure 5.14 Vue du bâtiment résidentiel

5.5.2 Les systèmes primaires et secondaires

Les simulations ont été effectuées pour comparer la consommation d'énergie primaire et les émissions de dioxyde de carbone, de deux systèmes de chauffage différents pour la même maison : une plinthe chauffante et un plancher rayonnant.

5.5.2.1 Système de plinthe chauffante

Ce premier système comprend une seule boucle d'eau qui fournit de l'eau chaude à des plinthes chauffantes à convection. Une chaudière à gaz classique est utilisée pour chauffer l'eau jusqu'à une température de 80 °C et a un rendement thermique de 95 %; le seul équipement électrique de la boucle est une pompe de circulation.

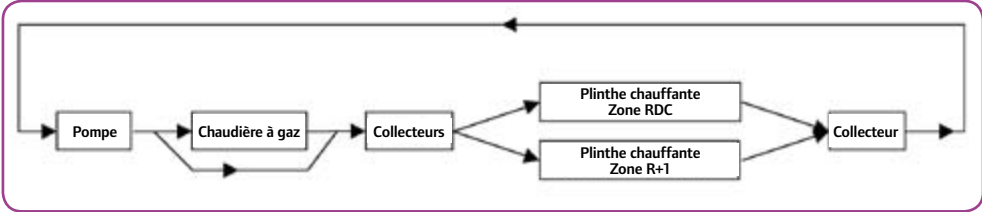


Figure 5.15 Schéma du système de plinthes chauffantes de référence

5.5.2.2 Système de plancher chauffant pour le chauffage

Le second système a également une seule boucle, dans laquelle une chaudière à gaz à condensation fournit de l'eau chaude à 50 °C à un plancher rayonnant à faible température. Les panneaux rayonnants du plancher du rez-de-chaussée sont placés sur une couche isolante de 16 cm, alors que le premier étage a une couche isolante de seulement 8 cm.

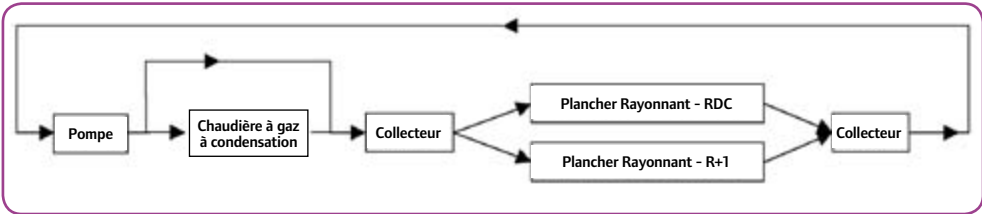


Figure 5.16 Schéma du système de plancher rayonnant

5.5.3 Analyse du confort thermique

Comme dans la partie précédente, une analyse du confort thermique a été effectuée pour vérifier que les deux systèmes fournissent le même niveau de qualité de confort thermique dans chaque zone, bien que les conditions opérationnelles et les points de consigne de température soient différents. Différentes stratégies de régulation ont été adoptées pour créer une comparaison plus réaliste entre les lieux, après s'être assuré que le confort thermique reste le même dans chaque cas étudié. Les figures 5.17 et 5.18 indiquent à titre d'exemple les résultats pour la zone du rez-de-chaussée à Rome : alors que la répartition de température est similaire mais pas identique, l'indice de performance de la catégorie II est égale à 100 % dans les deux cas. Ceci signifie qu'il reste raisonnable de comparer les deux systèmes et leur performance dans une simulation dynamique avec un niveau de qualité thermique égal.

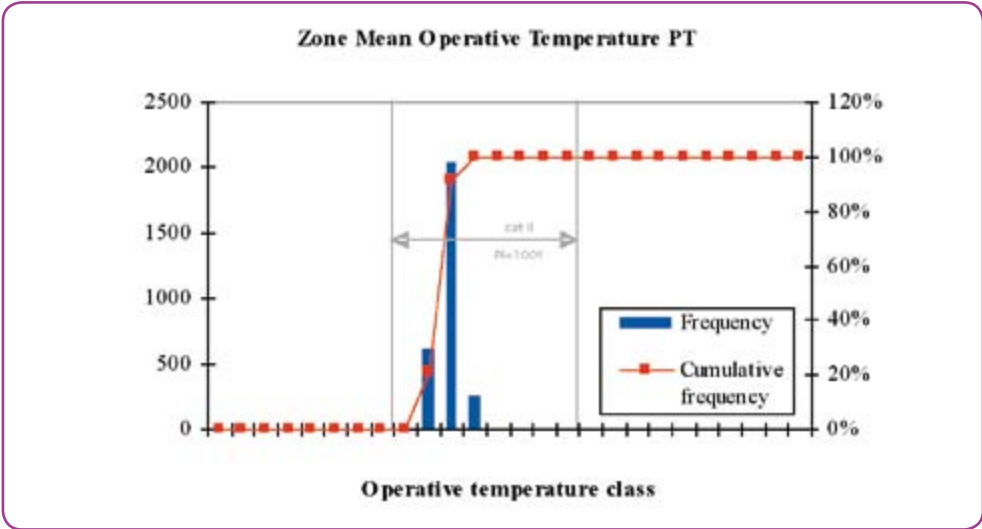


Figure 5.17 Répartition de la température et l'indice de performance de confort, système de plinthe chauffante, ville de Rome

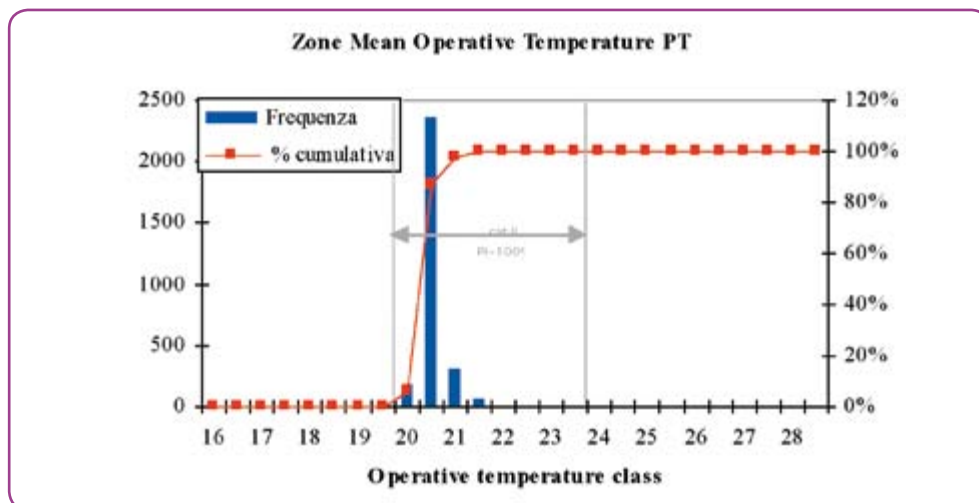


Figure 5.18 Répartition de la température et l'indice de performance de confort, système de plancher rayonnant, ville de Rome

5.5.4 Analyse énergétique

Comme dans la section précédente, la comparaison entre les deux systèmes a été faite en termes d'énergie fournie et d'énergie primaire.

5.5.4.1 Comparaison en termes d'énergie fournie

L'énergie fournie aux zones est l'énergie fournie par les systèmes primaires aux équipements du système secondaire : dans ce cas simplifié, seule l'énergie de chauffage fournie par la chaudière et l'électricité pour les pompes de circulation sont pris en compte. Les simulations ont été effectuées dans huit villes européennes différentes : certains exemples des résultats sont indiqués dans les tableaux 5.17, 5.19, 5.21 et 5.23 pour Rome, Francfort, Londres et Madrid. Dans chaque cas, la consommation d'électricité pour la boucle d'eau était très limitée, comme prévu.

Les villes situées dans des zones géographiques où le climat est plus froid présentent des valeurs d'énergie fournie supérieures pour les systèmes à plancher rayonnant à basse température ; ce comportement est principalement dû à l'effet de la régulation en intersaison.

5.5.4.2 Comparaison en termes d'énergie de source, de coût de fonctionnement et d'émissions de CO₂

Des résultats intéressants ont été obtenus en comparant l'énergie du site consommée (gaz naturel et électricité), l'énergie de source, le coût d'achat des sources d'énergie et les émissions de dioxyde de carbone pour les deux systèmes dans les mêmes villes². Les résultats sont indiqués dans les tableaux 5.18, 5.20, 5.22 et 5.24, également en termes de pourcentage de réduction. Les faits les plus remarquables sont que la consommation d'énergie primaire pour les systèmes rayonnants à basse température sont toujours inférieurs par rapport au cas des plinthes chauffantes ; par conséquent, l'installation de ce type de système, couplée à une chaudière de condensation à rendement élevé, permet une réduction des coûts d'énergie et des émissions de CO₂ qui atteignent 20 % à Rome et à Madrid.

² Voir la note 1 du paragraphe 5.4.5.2

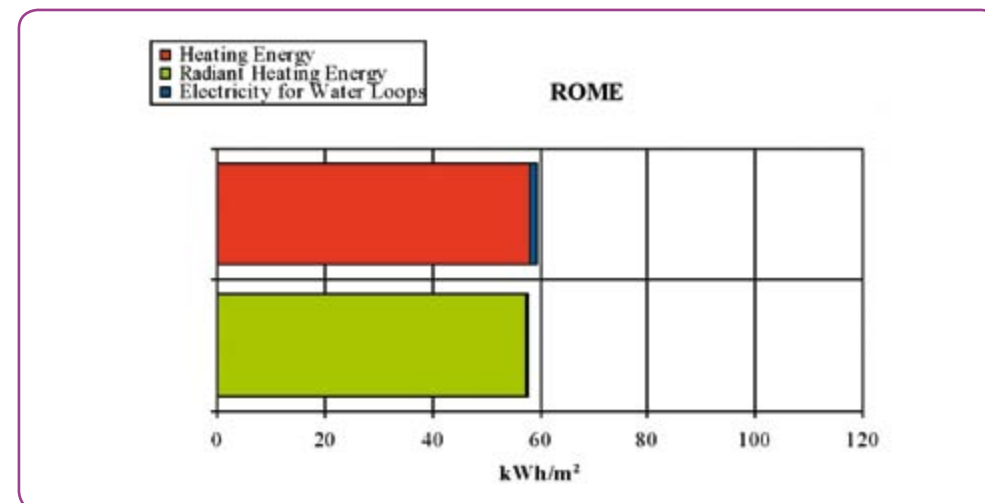


Figure 5.19 Énergie fournie, ville de Rome

Tableau 5.17 Ville de Rome

Énergie fournie [kWh]	Plinthe chauffante	Plancher rayonnant
Énergie de chauffage	5056	0
Énergie de chauffage rayonnant	0	4971
Électricité pour les boucles d'eau	104	38

Tableau 5.18 Énergie du site, énergie de source, coût de fonctionnement et émissions de CO₂, ville de Rome

Rome		Plinthe chauffante	Plancher rayonnant		
Gaz naturel	Énergie primaire	5519.42	4719.756	kWh	
	Coût d'énergie	386	330	7	
	Émissions de CO ₂	1109.4	948.7	kg	
Électricité	Énergie primaire	225.89	82.81	kWh	
	Coût d'énergie	36.14	13.25	7	
	Émissions de CO ₂	103.91	38.09	kg	
Total	Énergie primaire	5745.31	4802.57	kWh	-16%
	Coût d'énergie	422.50	343.63	7	-19%
	Émissions de CO ₂	1213.31	986.76	kg	-19%

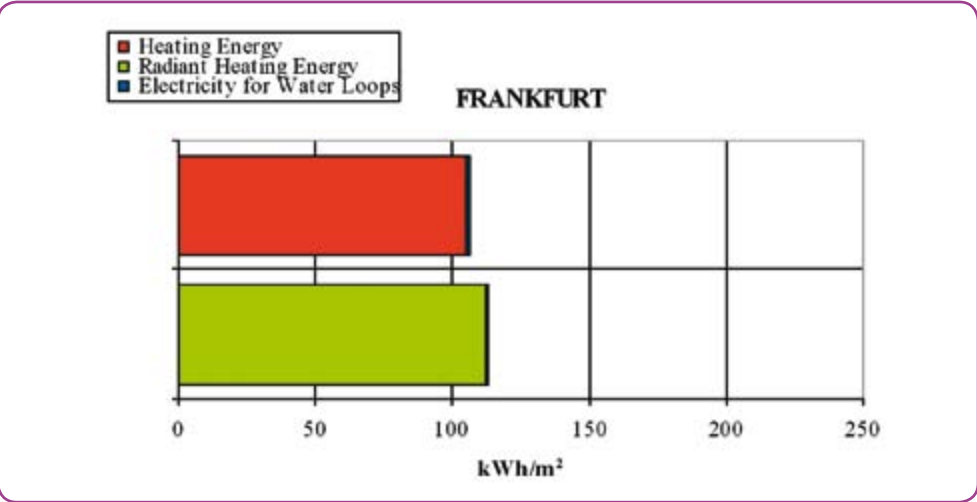


Figure 5.20 Énergie fournie, ville de Francfort

Tableau 5.19 Ville de Francfort

Énergie fournie [kWh]	Plinthe chauffante	Plancher rayonnant
Énergie de chauffage	9107	0
Énergie de chauffage rayonnant	0	9752
Électricité pour les boucles d'eau	104	69

Tableau 5.20 Énergie du site, énergie de source, coût de fonctionnement et émissions de CO₂, ville de Francfort

Francfort		Plinthe chauffante	Plancher rayonnant		
Gaz naturel	Énergie primaire	10013.184	9222.212	kWh	
	Coût d'énergie	700.92288	645.55484	7	
	Émissions de CO ₂	2012.6	1853.7	kg	
Électricité	Énergie primaire	234.34	156.13	kWh	
	Coût d'énergie	37.49	24.98	7	
	Émissions de CO ₂	152.32	101.48	kg	
Total	Énergie primaire	10247.52	9378.34	kWh	-8%
	Coût d'énergie	738.42	670.54	7	-9%
	Émissions de CO ₂	2164.97	1955.15	kg	-10%

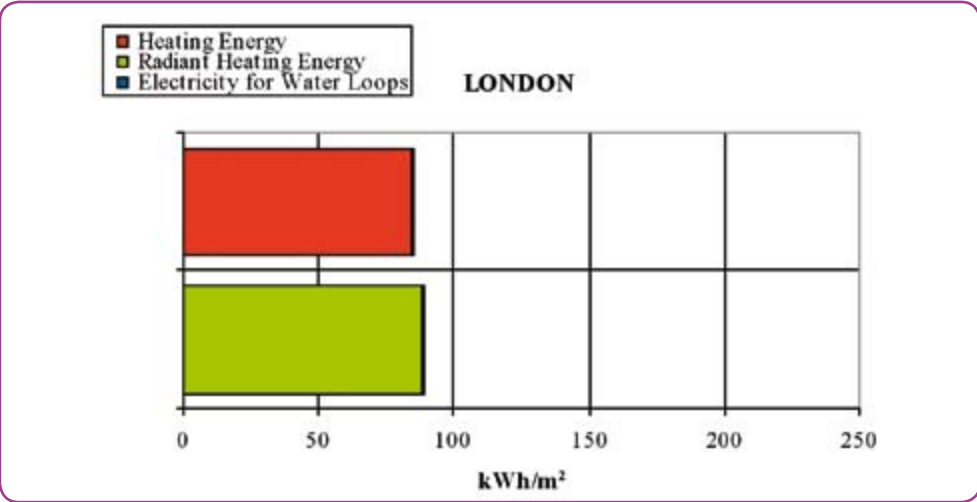


Figure 5.21 Énergie fournie, ville de Londres

Tableau 5.21 Ville de Londres

Énergie fournie [kWh]	Plinthe chauffante	Plancher rayonnant
Énergie de chauffage	7299	0
Énergie de chauffage rayonnant	0	7654
Électricité pour les boucles d'eau	104	56

Tableau 5.22 Énergie du site, énergie de source, coût de fonctionnement et émissions de CO₂, ville de Londres

Londres		Plinthe chauffante	Plancher rayonnant		
Gaz naturel	Énergie primaire	8005.332	7223.052	kWh	
	Coût d'énergie	560	506	7	
	Émissions de CO ₂	1609.1	1451.8	kg	
Electricity	Énergie primaire	265.6	143.4	kWh	
	Coût d'énergie	42.49	22.95	7	
	Émissions de CO ₂	151.38	81.76	kg	
Total	Énergie primaire	8270.91	7366.48	kWh	-11%
	Coût d'énergie	602.87	528.56	7	-12%
	Émissions de CO ₂	1760.45	1533.59	kg	-13%

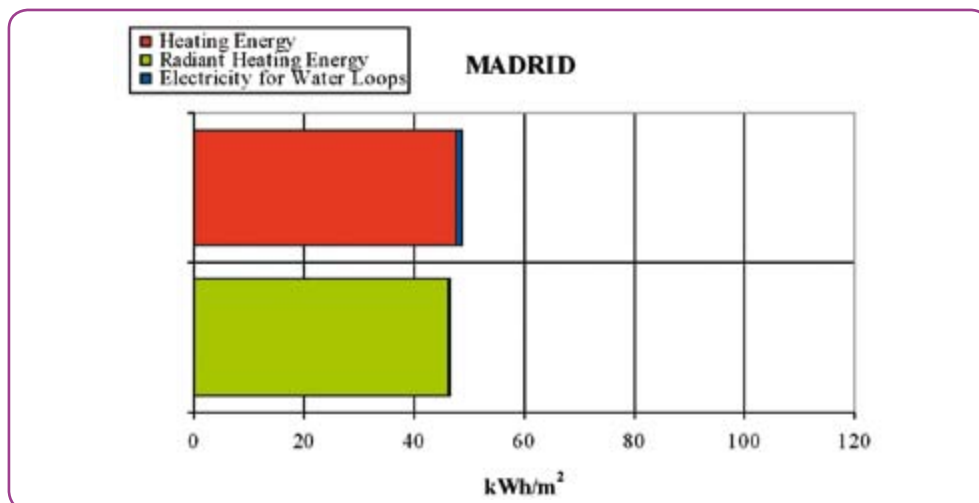


Figure 5.22 Énergie fournie, ville de Madrid

Tableau 5.23 Ville de Madrid

Énergie fournie [kWh]	Plinthe chauffante	Plancher rayonnant
Énergie de chauffage	4137	0
Énergie de chauffage rayonnant	0	4010
Électricité pour les boucles d'eau	97	31

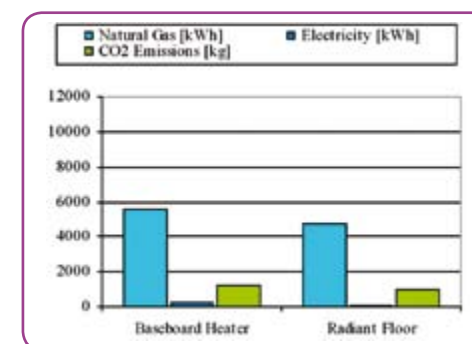
Tableau 5.24 Énergie du site, énergie de source, coût de fonctionnement et émissions de CO₂, ville de Madrid

Madrid		Plinthe chauffante	Plancher rayonnant		
Gaz naturel	Énergie primaire	4502.456	3824.48	kWh	
	Coût d'énergie	315	268	7	
	Émissions de CO ₂	905.0	768.7	kg	
Électricité	Énergie primaire	222.48	70.33	kWh	
	Coût d'énergie	35.60	11.25	7	
	Émissions de CO ₂	111.24	35.17	kg	
Total	Énergie primaire	4724.94	3894.81	kWh	-18%
	Coût d'énergie	350.77	278.97	7	-20%
	Émissions de CO ₂	1016.24	803.89	kg	-21%

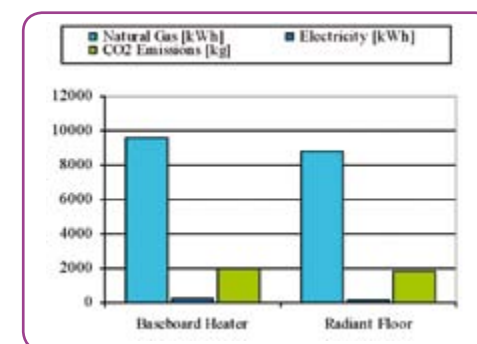
5.5.5 Récapitulatif des résultats

Les résultats finaux indiquent que pour toutes les villes, une réduction générale de la consommation d'énergie primaire, avec une baisse conséquente de coûts et d'émissions de dioxyde de carbone peut être obtenue avec un système de chauffage à plancher rayonnant. Cette réduction est considérable dans les zones méditerranéennes, où une réduction des émissions de 20 à 30 % peut être obtenue. La consommation d'énergie primaire à Moscou et à Helsinki est plus élevée que dans les autres cas, car aucune modification n'a été apportée à l'isolation des bâtiments dans l'analyse.

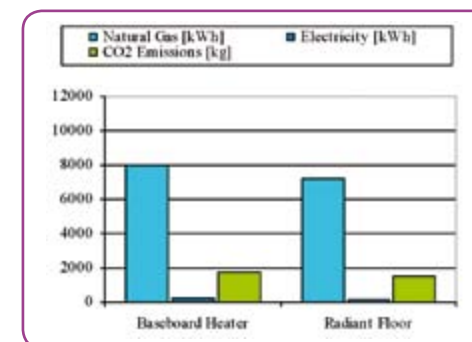
Figure 5.23 Consommation d'énergie et émissions de CO₂



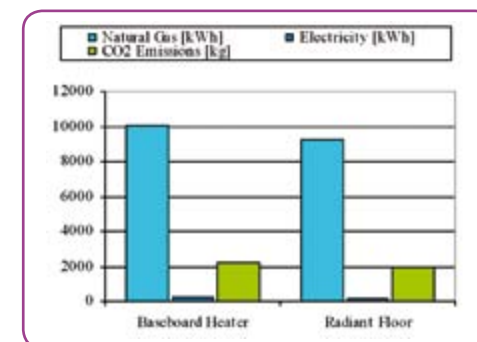
Rome



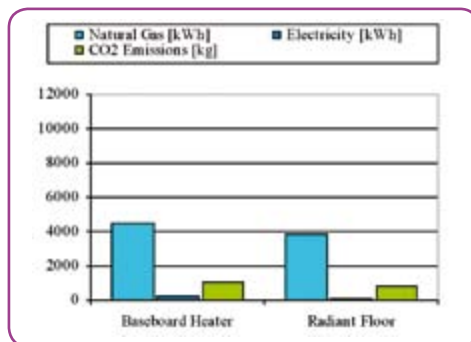
Milan



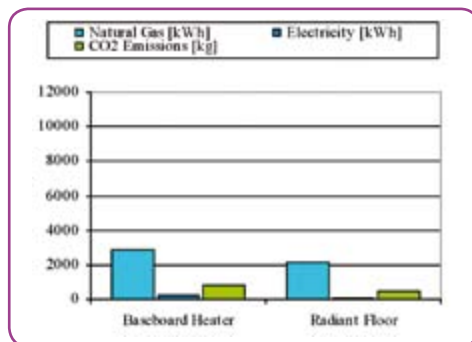
Madrid



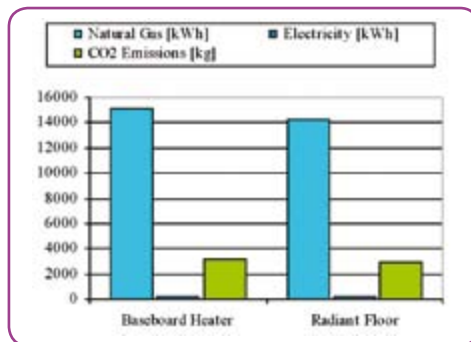
Athènes



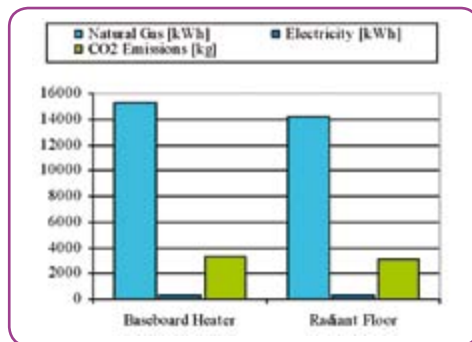
Londres



Francfort



Helsinki



Moscou

6. Bases pour le transfert thermique et le confort thermique

6.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de présenter les conceptions fondamentales du transfert thermique et du confort thermique, en mettant l'accent sur les systèmes rayonnants.

Dans ce chapitre, les paramètres de base essentiels pour comprendre les chapitres 2 et 5 sont également définis. Une attention particulière est apportée au choix de la température de référence adéquate pour réaliser une analyse correcte du confort thermique et les calculs des charges thermiques..

6.2 Le bilan thermique

Le bilan thermique est une approche fondamentale utilisée en physique pour étudier le bilan énergétique dans un volume témoin. Il se base sur la première loi de thermodynamique¹.

Un volume témoin est une limite arbitraire servant à définir la portée d'une analyse. La couche de limite d'un volume témoin pourrait être l'atmosphère de la Terre si l'analyse porte sur un exemple de réchauffement planétaire, mais elle serait formée par les murs extérieurs d'un bâtiment si l'analyse porte sur le confort thermique et la consommation d'énergie dans le bâtiment.

Le bilan thermique est donc également l'outil fondamental pour déterminer l'équilibre thermodynamique d'un environnement bâti, c'est donc une partie essentielle de toute étude sur le chauffage, le rafraîchissement, la ventilation et la climatisation.

La quantité de chaleur libérée par un système de chauffage dans un bâtiment est égal à la quantité de chaleur transférée hors du volume témoin par transmission de chaleur par les murs et par la ventilation, alors que la quantité de chaleur extraite d'un bâtiment par un système de rafraîchissement est égal au gain thermique franchissant la couche de limite plus les gains thermiques internes. Le bilan thermique dépend des paramètres climatiques demandés (température, pression, humidité relative, vitesse de l'air, etc.) à l'intérieur du volume témoin et des paramètres climatiques de l'environnement hors du volume témoin.

La première étape de base pour l'approche du bilan thermique est de comprendre comment la chaleur se transmet dans l'environnement du bâtiment.

Les manuels sur le transfert thermique énoncent généralement trois modes de transfert thermiques fondamentaux : par conduction, par convection et par rayonnement. Dans l'environnement bâti, ces trois modes ont généralement lieu simultanément (en particulier la convection et le rayonnement), déterminant des cas de transfert thermique combinés ou un transfert thermique à plusieurs modes.

¹L'augmentation de l'énergie interne d'un système est égale à la quantité d'énergie ajoutée en chauffant le système, moins la quantité de pertes dues au travail fait par le système sur sa périphérie.

La première loi de thermodynamique est une expression du principe de conservation de l'énergie, elle énonce que l'énergie peut se transformer mais ne peut ni se créer ni disparaître.

6.3 Transfert thermique par conduction

La conduction se rapporte au transfert d'énergie entre les solides, les liquides ou les gaz, dû aux interactions moléculaires ou atomiques. L'approche macroscopique basée sur la loi de Fourier est pourtant adéquate dans le cadre de ce manuel.

L'équation de base pour l'analyse du transfert thermique par conduction est la loi de Fourier :

$$q''_n = -k_n \frac{\partial T}{\partial n} \quad (1)$$

où le flux thermique q''_n (W/m²) est le coefficient de transfert thermique dans la direction n par zone unitaire perpendiculaire à la direction du flux thermique, k_n (W/m · K) est la conductivité thermique dans la direction n , et $\partial T / \partial n$ (K/m) est le gradient de température dans la direction n .

La conductivité thermique est un paramètre qui dépend du matériau, de la température et de la direction. Pour les matériaux isotropes (métaux, etc.), la conductivité thermique est égale dans toutes les directions, alors que pour les matériaux anisotropes (bois, matériaux laminés, etc.), elle varie selon la direction. Les métaux présentent les valeurs les plus élevées de conductivité thermique, alors que les matériaux isolants et les gaz présentent les valeurs les plus basses.

Dans un système cartésien, le transfert thermique peut s'exprimer avec les trois axes spatiaux comme il suit :

$$\mathbf{q}'' = \mathbf{i}q''_x + \mathbf{j}q''_y + \mathbf{k}q''_z \quad (2)$$

où

$$q''_x = -k_x \frac{\partial T}{\partial x}; \quad q''_y = -k_y \frac{\partial T}{\partial y}; \quad q''_z = -k_z \frac{\partial T}{\partial z} \quad (3)$$

et \mathbf{i} , \mathbf{j} , et \mathbf{k} sont des vecteurs unitaires respectivement dans les axes de coordonnées x , y , et z .

Dans le cas d'un environnement bâti, la conduction est particulièrement pertinente pour le transfert thermique à travers les murs, les plafonds, les planchers et d'autres objets pleins soumis à un gradient de température dans une direction spécifique. L'analyse du transfert thermique par conduction peut donc se réduire au cas d'une seule dimension.

Si elle est appliquée dans des conditions uniformes, la conductivité thermique peut être considérée comme constante, car elle ne dépend pas de la température, et la loi de Fourier dans une formule à une dimension peut être exprimée ainsi :

$$q = -A \cdot k \frac{dT}{dx} \quad (4)$$

où q est le flux thermique, k la conductivité thermique du support, A la surface de la section transversale pour le flux thermique, et dT/dx le gradient de température.

6.4 Transfert thermique par conduction à travers le panneau

Dans un panneau rayonnant, le transfert thermique par conduction se fait par la section des tubes (cylindre creux), à travers le béton, le gypse ou une couche de plaque de plâtre (mur plat), à travers le matériau de finition (mur plat) et à travers la plaque isolante arrière (mur plat) (Figure 6.1).

L'intégration de l'équation (4) dans le cas de murs plats et des cylindres creux sera abordée.

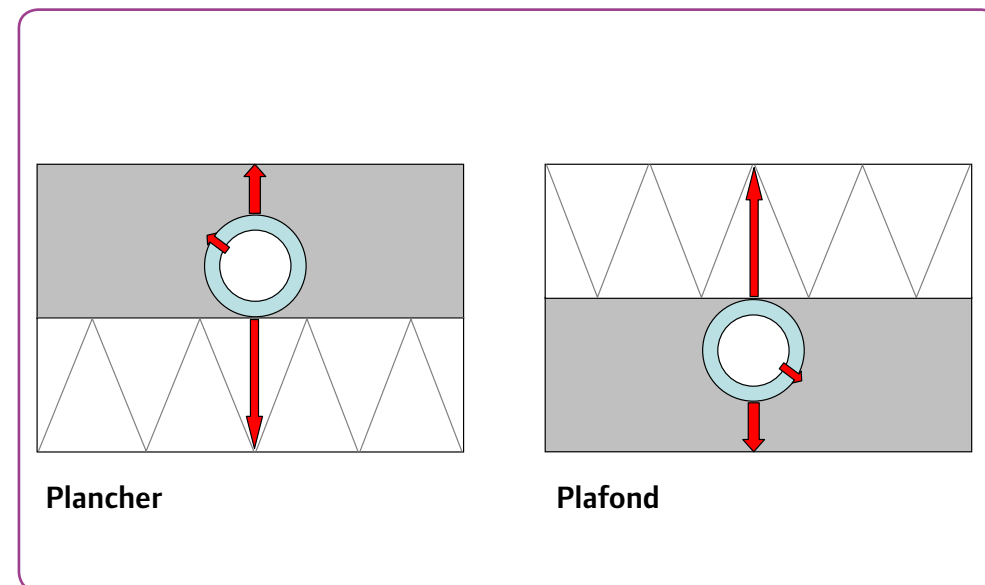


Figure 6.1 Conduction thermique à travers le panneau

6.4.1 Mur plat

L'équation (4) peut se résoudre en appliquant l'analogie à un réseau de résistances électriques. Les résistances dans un réseau électrique représentent les résistances thermiques, les différences de tension représentent les différences de température et l'intensité du courant représente le coefficient de transfert thermique.

La résistance thermique est définie comme l'épaisseur du ou des composants divisés par la conductivité thermique des matériaux (K) et elle s'exprime ainsi :

$$R = \frac{s}{k} \quad (5)$$

On considère un mur plat dont l'épaisseur est faite d'un matériau avec une conductivité thermique k , comme illustré sur la Figure 6.2. Les températures sur les deux faces du mur sont fixés à T_1 et T_2 avec $T_1 > T_2$. Pour des conditions uniformes sans génération de chaleur interne et une conductivité thermique constante, l'équation (4) peut s'exprimer ainsi :

$$q = \frac{A \cdot (T_1 - T_2)}{R} \quad (6)$$

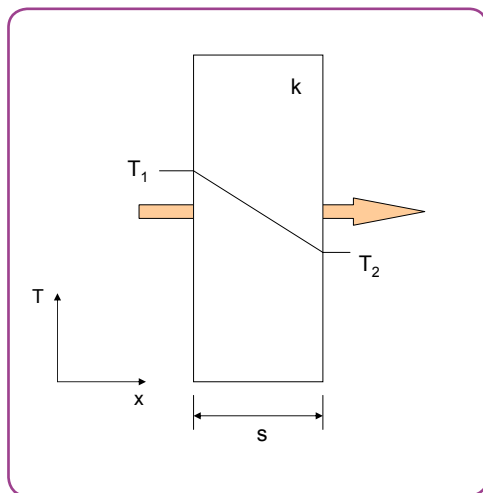


Figure 6.2
Conduction thermique à travers un mur

Si l'on considère un mur plat composite, l'analogie électrique peut s'appliquer ainsi que le flux thermique par conduction à travers les n -couches du mur plat et peut donc s'exprimer ainsi :

$$q = \frac{A \cdot (T_1 - T_n)}{\sum_{j=1}^n R_j} \quad (7)$$

6.4.2 Cylindre creux

La Figure 6.3 représente un cylindre creux de rayon intérieur r_1 , de rayon extérieur r_2 , de longueur L , et de conductivité thermique k . Les surfaces intérieures et extérieures sont maintenues aux températures constantes T_1 et T_2 , respectivement avec $T_1 > T_2$. Dans des conditions uniformes dans le sens radial sans génération de chaleur interne et une conductivité thermique constante, la loi de Fourier au niveau de la surface intérieure peut s'exprimer ainsi :

$$q = 2\pi rL \left(-k \frac{dT}{dx} \right) \quad (8)$$

En intégrant entre deux points (1 et 2) le long du rayon du cylindre, il en résulte une équation de conduction qui dépend des rayons r_1 et r_2 et de la température aux deux points, comme il suit :

$$q = \frac{2\pi kL}{\ln(r_1/r_2)} \cdot (T_1 - T_2) \quad (9)$$

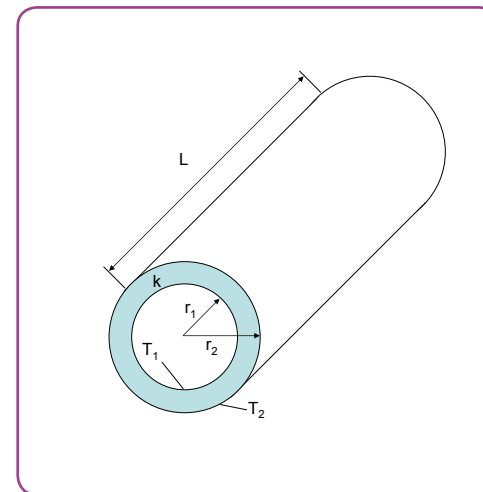


Figure 6.3
Cylindre creux

Dans le cas de cylindres creux composites, l'analogie du réseau électrique peut également s'appliquer. Dans ces conditions, la résistance thermique de chaque couche s'exprime ainsi :

$$R = \frac{\ln(r_i/r_j)}{2\pi kL} \quad (10)$$

Le flux thermique de conduction passant par les n -couches d'un cylindre creux composite est :

$$q = \frac{(T_1 - T_n)}{\sum_{j=1}^n R_j} \quad (11)$$

6.5 Transfert thermique par convection

Le transfert thermique par convection décrit l'échange d'énergie entre une surface et un fluide adjacent à différentes températures.

La convection peut être soit naturelle, soit forcée. La convection naturelle se produit à cause des poussées engendrées par les gradients de température ; la convection forcée se produit quand un diffuseur, un ventilateur, une pompe ou le vent déplace un fluide sur une surface.

Dans le cas d'une convection naturelle, la surface augmente ou diminue la température du fluide adjacent. Le volume du fluide près de la surface devient donc plus dense ou moins dense que le restant du fluide. Le fluide le plus dense a tendance à descendre alors que le fluide le moins dense a tendance à monter. Des déplacements du fluide se génèrent donc.

Le transfert thermique par convection dépend de plusieurs paramètres et des études approfondies ont été menées à ce sujet. Le flux thermique de convection échangé entre une surface et l'air environnant peut pourtant s'exprimer avec la loi de Newton :

$$q = A \cdot h_c (T_s - T_a) \quad (12)$$

où A est la superficie de la surface, h_c est le coefficient du transfert thermique par convection, q est le flux thermique de convection, T_a est la température de l'air dans la pièce et T_s est la température de surface.

Le coefficient du transfert thermique de convection exprime l'échange thermique par convection entre la surface et le fluide environnant, avec la différence de température d'un degré Kelvin entre la température de surface et la température du fluide adjacent. Le coefficient dépend de beaucoup de paramètres, il est donc extrêmement difficile de le calculer. La vitesse du fluide, les propriétés du fluide et l'orientation de la surface par rapport au fluide font partie des paramètres les plus importants. Dans le cas d'une convection forcée, la vitesse du fluide est le paramètre le plus important, alors que dans le cas d'une convection naturelle, l'orientation de la surface par rapport au fluide et la différence de température entre la surface et le fluide sont également des paramètres très importants. Les équations habituellement utilisées pour évaluer le coefficient de transfert thermique par convection résulte des mesures expérimentales.

Dans le cas d'une convection naturelle ou bien forcée, le transfert thermique dépend fortement du régime d'écoulement du fluide, qui peut être laminaire ou turbulent. La zone entre les régimes d'écoulement laminaire et turbulent s'appelle la zone de transition.

Dans le flux laminaire toutes les particules du fluide se déplacent en lignes distinctes et séparées alors que le flux turbulent se caractérise par des déplacements de fluide où la vitesse et la pression locales fluctuent de manière irrégulière et aléatoire (il ne peut pas être stationnaire).

De nombreux paramètres influencent la dimension et les caractéristiques de la zone de transition : la température de surface, la température du fluide, les perturbations externes...

Un paramètre non dimensionnel peut être utilisé pour indiquer la transition entre les flux laminaires et turbulents dans le cas d'une convection forcée à l'intérieur d'un conduit/tube (en fonction du type de fluide et d'autres paramètres).

Ce paramètre s'appelle le nombre de Reynolds et il s'exprime comme il suit :

$$N_{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (13)$$

où D est le diamètre du tube, ρ est la densité du fluide, v est la vitesse du fluide et μ est la viscosité dynamique du fluide.

La maîtrise du régime d'écoulement est plus importante car la chute de pression dans les tubes en dépend fortement.

6.6 Transfert thermique par convection à l'intérieur du panneau et entre le panneau et la pièce

Dans un panneau rayonnant, le transfert thermique par convection se produit entre la surface intérieure du tube et le fluide, alors que dans la pièce il se produit entre la surface du panneau rayonnant et l'air de la pièce.

Il existe de nombreuses différences entre les deux types de transfert thermique.

La convection entre le tube et l'eau est un thermique par convection forcée car une pompe de circulation déplace le fluide à l'intérieur du tube. Afin d'augmenter le transfert thermique, le régime d'écoulement doit être turbulent, et donc la vitesse du fluide est relativement élevée et entraîne un débit élevé. Cependant, au-delà d'une certaine vitesse, les valeurs de transfert thermique peuvent être considérées comme presque constantes et le transfert thermique ne peut pas augmenter davantage.

Néanmoins, il ne convient pas de concevoir des systèmes avec un débit très élevé car la perte de charge dans les circuits augmente quand le débit augmente tout comme la consommation électrique des pompes.

Le transfert thermique par convection entre la surface du panneau rayonnant et l'air de la pièce est quant à lui une convection naturelle engendrée par le gradient de température. La valeur de ce transfert thermique varie selon l'orientation de la surface par rapport au fluide et selon la différence de température entre la surface et le fluide. Le plancher chauffant et le plafond rafraîchissant génère des déplacements d'air et donc un transfert thermique par convection, alors que le plancher rafraîchissant et le plafond chauffant peuvent à peine générer un transfert thermique par convection à cause des faibles forces de poussée.

6.7 Transfert thermique multi-mode

En appliquant l'analogie du réseau électrique, la résistance de surface au transfert thermique par convection peut être simulée comme une résistance électrique et le flux thermique transféré du fluide à la surface extérieure d'un tube à une couche peut s'exprimer comme une combinaison de transferts thermiques par convection et par conduction :

$$q = \frac{(T_f - T_2)}{1/h_c + 2\pi r_1 L + \ln(r_2/r_1)/2\pi kL} \quad (14)$$

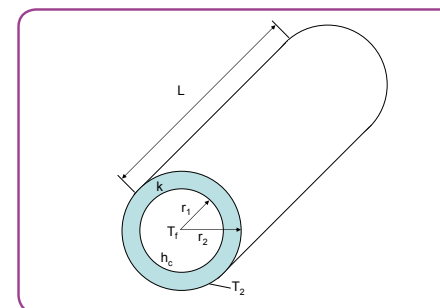


Figure 6.4
Transfert thermique multi-mode
dans le tube

où T_f est la température du fluide, T_2 est la température de la surface extérieure du tube, h_c est le coefficient thermique de convection, r_1 et r_2 sont respectivement les rayons intérieur et extérieur du tube, L est sa longueur et k est sa conductivité thermique.

6.8 Transfert thermique par rayonnement

Le transfert thermique par rayonnement décrit l'échange d'énergie entre les corps à différentes températures par ondes électromagnétiques. Le rayonnement thermique peut être transféré par des solides, des fluides ou des gaz, bien que dans le cas d'un environnement bâti seul l'échange thermique par rayonnement entre les solides soit applicable. L'on considère que l'air ne participe pas au rayonnement.

L'échange par rayonnement thermique ne nécessite pas de support car les ondes électromagnétiques peuvent également se déplacer dans le vide. Comme la conduction et la convection, cela dépend de la différence de température entre les corps, bien que le rayonnement thermique ne dépende pas linéairement des différences de température, mais elle tend à être proportionnelle aux différences de la température puissance quatre.

Le rayonnement thermique est donc le mode de transfert thermique dominant dans les plages à haute température.

Le rayonnement thermique dépend de nombreux autres paramètres : sens de propagation, coordonnées spatiales (x, y, z), longueur d'onde et le temps. Pour analyser l'environnement bâti, quelques simplifications sont nécessaires.

Dans le cas d'un chauffage à basse température et de rafraîchissement à haute température, ne pas prendre en compte les rayonnements solaires, le transfert thermique par rayonnement entre les surfaces se produit par rayonnement infrarouge (IR) avec des longueurs d'onde supérieures à 2500 nm.

Il est important d'indiquer que chaque surface à l'intérieur du volume témoin affecte les champs de rayonnement dans ce même volume, en échangeant des rayonnements thermiques avec les surfaces environnantes. Les systèmes rayonnants peuvent néanmoins fournir une meilleure régulation du champ des rayonnements thermiques par rapport aux autres systèmes CVC.

6.8.1 Corps noir

L'analyse du rayonnement thermique peut s'accomplir en utilisant un modèle idéal appelé corps noir. Un corps noir est un matériau opaque qui ne réfléchit aucun rayonnement à sa surface ; une telle surface paraîtrait noire à l'oeil nu qui reconnaît les objets grâce aux rayonnements visibles que réfléchit leur surface. De plus, un corps noir est non seulement un parfait absorbeur mais également un parfait émetteur : il émet uniformément les ondes électromagnétiques dans toutes les directions.

Le flux thermique radiatif émis par une surface s'appelle le pouvoir émissif E, et il peut être un pouvoir émissif spectral (flux thermique émis à une fréquence et à une longueur d'onde données) ou un pouvoir émissif total (flux thermique émis sur tout le spectre).

Ils s'expriment respectivement ainsi :

$$E_{\lambda}(T, \lambda) \quad (15)$$

$$E(T) = \int_0^{\infty} E_{\lambda}(T, \lambda) d\lambda \quad (16)$$

où E est le pouvoir émissif total, E_{λ} est le pouvoir émissif spectral, T est la température du corps et λ est la longueur d'onde.

Le pouvoir émissif spectral d'un corps noir (dans le vide) s'exprime par la loi de Planck :

$$E_{b\lambda} = \frac{c_1}{\lambda^5 (e^{c_2/\lambda T} - 1)} \quad (17)$$

où c_1 et c_2 sont respectivement la première et la seconde constantes de rayonnement, λ est la longueur d'onde et T est la température du corps.

Le pouvoir émissif total d'un corps noir s'obtient en intégrant l'équation (16) sur tout le spectre :

$$E_b = \sigma \cdot T^4 \quad (18)$$

où σ est la constante de Stefan-Boltzmann et T est la température du corps

6.8.2 Autres surfaces

Toutes les surfaces dans l'environnement bâti émettent un rayonnement thermique. L'émittance ou l'émissivité se définit comme le rapport d'énergie émise par une surface par rapport à celle d'un corps noir à la même température (le maximum théorique).

Elle peut varier en amplitude entre 0 et 1 et elle dépend de la longueur d'onde et de la direction du rayonnement. Les surfaces dont l'émittance est la même pour toutes les directions s'appellent émetteurs diffus ou surfaces de Lambert. Si l'émittance d'une surface est également indépendant de la longueur d'onde, la surface est définie comme une surface grise :

$$\varepsilon(T) = \varepsilon_{0\lambda}(T) \quad (19)$$

où ε est l'émittance hémisphérique totale et $\varepsilon_{0\lambda}$ est l'émittance spectrale.

Même si aucune surface réelle n'est une surface grise, le comportement de presque toutes les surfaces dans l'environnement bâti peut être simplifié à celui d'une surface grise.

En estimant approximativement sa valeur, le rayonnement thermique émis par une surface dans l'environnement bâti peut s'évaluer ainsi :

$$q \approx E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \cdot A \quad (20)$$

où E est le pouvoir émissif, ε est l'émittance hémisphérique totale, σ est la constante de Stefan-Boltzmann et T et A sont respectivement la température et la surface du corps.

6.8.3 Facteurs de forme

Afin de résoudre le bilan thermique de chaque surface et le bilan thermique général dans le volume témoin, il est nécessaire de savoir comment le rayonnement thermique s'échange entre les surfaces dans l'environnement bâti.

La relation géométrique qui exprime l'échange du rayonnement thermique entre les surfaces (qui absorbe et émet de manière diffuse, et qui reflète également l'énergie de rayonnement de manière diffuse) s'appelle facteur de forme (dans la littérature, ceci est également connu comme le facteur d'angle) :

$$F_{i-j} = \frac{\text{énergie quittant } A_i \text{ directement vers et interceptée par } A_j}{\text{énergie totale quittant } A_i} \quad (21)$$

De nombreux facteurs de forme pour des configurations géométriques communes sont donnés dans la littérature.

6.8.4 Transfert thermique par rayonnement entre les surfaces grises

Dans la plupart des conditions générales, le flux thermique par rayonnement échangé entre une surface et les autres surfaces dans la pièce peut s'exprimer par l'équation suivante :

$$q = \sigma \sum_{j=1}^n F_{e,s-j} (T_s^4 - T_j^4) \quad (22)$$

où σ est la constante de Stefan-Boltzmann, $F_{e,s-j}$ est le facteur d'échange, T_s est la température de la surface du corps étudié et T_j est la température de la surface-j.

L'utilisation de la puissance quatre est néanmoins inconcomode pour les calculs, le problème se résout généralement en linéarisant le phénomène. C'est possible en introduisant le coefficient de transfert thermique par rayonnement linéaire :

$$h_r = \frac{\sigma \sum_{j=1}^n F_{e,s-j} (T_s^4 - T_j^4)}{T_s - AUST} \quad (23)$$

où σ est la constante de Stefan-Boltzmann, $F_{e,s-j}$ est le facteur d'échange, T_s est la température de la surface du corps étudié, T_j est la température de la surface-j et AUST est la température moyenne des surfaces non chauffées (pour le cas du chauffage rayonnant).

La température de référence pour calculer le coefficient du transfert thermique par rayonnement est la température moyenne des surfaces non chauffées (AUST) calculée en prenant en compte les facteurs de forme entre les surfaces :

$$AUST = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^n (F_{s-j} T_j^4)} \quad (24)$$

où F_{s-j} est le facteur de forme entre la surface étudiée et la surface-j, et T_j est la température de la surface-j.

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement linéaire exprime l'échange thermique par rayonnement entre une surface spécifique et toutes les autres surfaces dans la pièce, dû à la différence de température d'un degré Kelvin entre la température de la surface spécifique et l'AUST. Le flux thermique réel par rayonnement échangé entre la surface rayonnante et les surfaces environnantes dans la pièce peuvent

donc s'exprimer par l'équation suivante :

$$q = h_r (T_s - AUST) \quad (25)$$

6.9 Transfert thermique multi-mode entre le panneau et la pièce

Les systèmes de chauffage/rafraîchissement rayonnants se définissent comme des surfaces où un minimum de cinquante pour cent du transfert thermique s'accomplit par rayonnement, et donc le transfert thermique par rayonnement est le transfert thermique majeur se produisant dans les pièces équipées de chauffage/rafraîchissement rayonnants.

Le transfert thermique rayonnant entre une surface rayonnante et les autres surfaces dans la pièce s'exprime mathématiquement par les mêmes équations des surfaces non chauffées/non rafraîchies. Or, les surfaces rayonnantes présentent différentes valeurs pour le coefficient de transfert thermique par rayonnement par rapport aux surfaces non chauffées/non rafraîchies.

La différence principale entre les systèmes rayonnants et les autres systèmes CVC est qu'ils affectent non seulement la température de l'air dans la pièce avec un transfert thermique par convection, mais ils affectent directement la température des surfaces environnantes avec un transfert thermique par rayonnement.

Dans la pièce, le transfert thermique par rayonnement et le transfert thermique par convection se produisent en même temps. Le transfert thermique total dû à l'échange thermique multi-mode peut se calculer comme la somme du transfert thermique par rayonnement et le transfert thermique par convection, et il s'exprime habituellement comme le transfert thermique de surface :

$$\frac{\dot{Q}_{\text{tot}}}{A} = \frac{\dot{Q}_r}{A} + \frac{\dot{Q}_c}{A} \quad (26)$$

où \dot{Q}_{tot} est le flux thermique total, \dot{Q}_r est le flux thermique par rayonnement, \dot{Q}_c est le flux thermique par convection et A est la superficie de la surface du corps étudié.

Pour simplifier les calculs, le transfert thermique total s'exprime habituellement en fonction d'un coefficient de transfert thermique total et de la différence de température entre la surface rayonnante et la température de référence. La température de référence la plus appropriée est la température opérative, car elle dépend à la fois de la température de l'air et de la température moyenne de rayonnement dans la pièce. La température opérative serait une solution de référence commode, car elle sert déjà de référence pour l'analyse du confort thermique et son utilisation est également suggérée pour calculer les pertes calorifiques (norme EN 12831) :

$$\frac{\dot{Q}_{\text{tot}}}{A} = h_{\text{tot}} (T_s - T_{\text{op}}) \quad (27)$$

où h_{tot} est le coefficient de transfert thermique total, T_s est la température de surface du corps étudié, T_{op} est la température opérationnelle et A est la superficie de la surface du corps étudié.

La température opérative, pour l'analyse du confort, s'exprime par l'équation :

$$T_{op} = \frac{(h_{c,h} \cdot T_a) + (h_{r,h} \cdot T_{mr})}{h_{c,h} + h_{r,h}} \quad (28)$$

où $h_{c,h}$ et $h_{r,h}$ sont respectivement les coefficients thermiques par convection et par rayonnement du corps humain, T_a est la température de l'air et T_{mr} est la température moyenne de rayonnement (qui s'exprime par l'éq. 31).

Les normes de confort thermique indiquent que dans les pièces où la vitesse de l'air est inférieure à 0.2 m s^{-1} , et où la différence entre la température moyenne de rayonnement et la température de l'air est inférieure à 4 K, la température opérative peut se calculer comme la température de l'air ajustée :

$$T_{op} \approx T_{ad} = \frac{T_a + T_{mr}}{2} \quad (29)$$

où T_{ad} est la température de l'air ajustée, T_a est la température de l'air et T_{mr} est la température moyenne de rayonnement.

Le coefficient de transfert thermique total exprime le transfert thermique par rayonnement et par convection entre une surface spécifique et la pièce, dû à la différence de température d'un degré Kelvin entre la température de la surface spécifique et la température opérative de la pièce. Ce coefficient ne peut donc pas se calculer comme la somme du coefficient de transfert thermique par rayonnement et le coefficient de transfert thermique par convection, car ils portent sur des phénomènes physiques différents, ils ont donc des températures de référence différentes (AUST et température de l'air). Tandis que le coefficient de transfert thermique par convection se définit physiquement comme le coefficient de transmission de surface entre une surface et la couche d'air environnante, le coefficient de transfert thermique linéaire est un simple paramètre théorique, créé pour comparer le transfert thermique par rayonnement au transfert thermique par convection dans des calculs de transfert thermique multi-mode, mais il n'a pas de définition physique, car le rayonnement ne suit pas un modèle linéaire.

6.10 Transfert de chaleur et confort thermique

L'objectif de tout système de chauffage/rafraîchissement est de fournir un environnement thermique confortable pour les occupants, afin d'améliorer leur performance. Les meilleurs systèmes doivent le faire avec une consommation d'énergie minimale et en émettant le moins de gaz à effet de serre possible. Cependant, la perception de l'environnement thermique dépend des caractéristiques des personnes individuelles, qui varient beaucoup d'une personne à l'autre.

La perception du confort thermique dépend de la production de chaleur constante par le corps humain et du transfert thermique avec le milieu extérieur. La production d'énergie interne (taux métabolique) varie selon l'activité pratiquée.

L'objectif de ce système de thermorégulation du corps humain est de maintenir une température constante à l'intérieur du corps (c.-à-d. environ 37°C). Pour accomplir cette tâche, le corps échange de la chaleur avec le milieu extérieur par les moyens suivants : respiration, évaporation par transpiration, conduction,

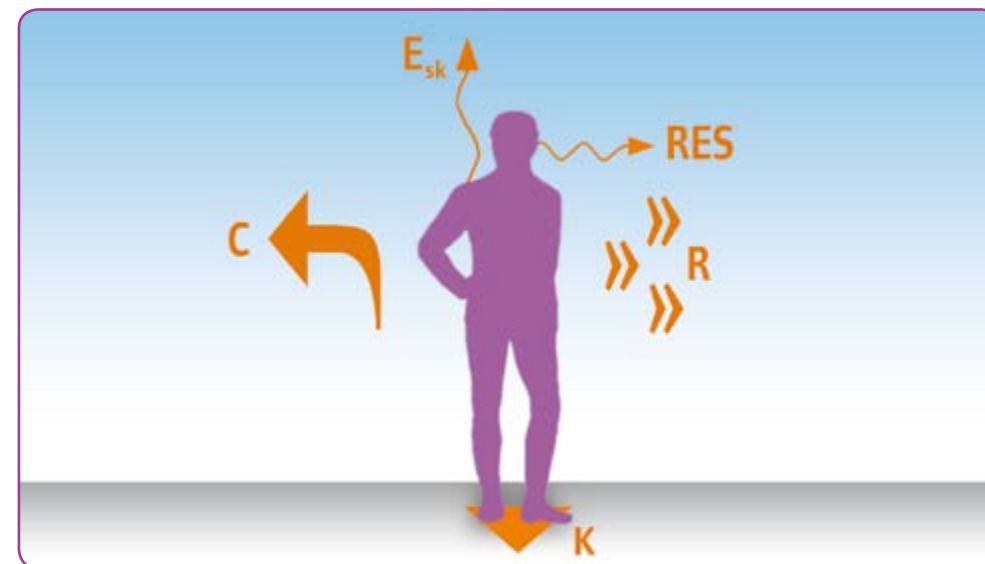
convection et irradiation par la peau.

La quantité et l'efficacité du transfert thermique dépend également des vêtements (c.-à-d. l'isolation thermique du corps).

Le bilan thermique du corps humain dans sa formulation mathématique :

$$S = M - W - R - C - K - E_{sk} - RES \quad (30)$$

où M est le taux métabolique, W est le travail externe, R est le transfert thermique par rayonnement, C est le transfert thermique par convection, K est le transfert thermique par conduction, E_{sk} est le transfert thermique par évaporation sur la peau, RES est le transfert thermique par respiration et S est la variation thermique interne du corps humain.



6.5 Transferts thermiques du corps humain

La conduction n'est pas pertinente pour les personnes qui sont debout car le transfert thermique est réduit au contact des pieds avec le plancher, alors que pour les personnes assises ou couchées, la conduction joue un rôle important dans le bilan thermique du corps humain. Quant à la convection, elle est toujours pertinente car une grande partie du corps humain est toujours en contact avec l'air ou l'eau (en excluant les parties du corps en contact direct avec des solides). Le transfert thermique par convection dépend des vêtements car il influence le coefficient de transfert thermique entre le fluide et la peau et également car la température de surface des vêtements n'est pas égale à la température de la peau.

Le rayonnement thermique est le mode de transfert thermique le plus pertinent utilisé par le corps humain, mais il dépend également des vêtements pour la même raison que l'échange thermique par convection.

Le corps humain échange de la chaleur avec le milieu extérieur par transpiration ; pour s'évaporer, la sueur a besoin d'une certaine quantité de chaleur fournie par la peau (chaleur d'évaporation).

Grâce à la respiration, le corps humain réalise un transfert thermique complexe dû à la convection et à l'évaporation.

6.10.1 Théorie du confort thermique

Pour pouvoir prédire la perception thermique des occupants, il est nécessaire de corrélérer le comportement de thermorégulation humaine (la réponse à la sensation thermique) avec certains paramètres climatiques. Il s'agit de l'idée fondamentale à la base de la théorie du confort thermique, qui est généralement étudiée dans sa formulation mathématique dérivée par Fanger.

Les paramètres fondamentaux du confort thermique sont les suivants : taux thermique métabolique, isolation fournie par les vêtements, température de l'air, température moyenne du rayonnement, vitesse de l'air et humidité relative.

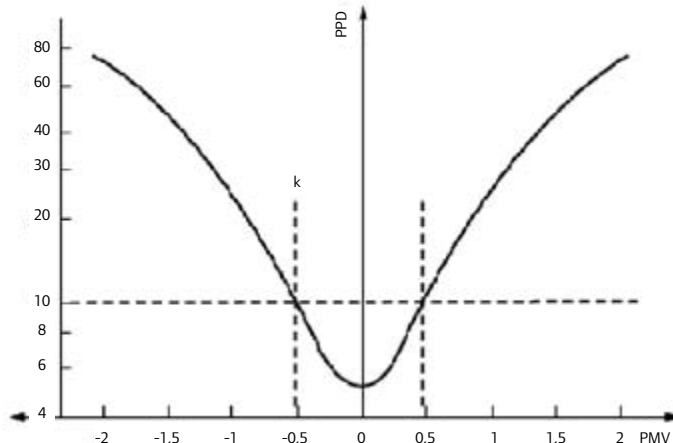
Avec certaines combinaisons de ces paramètres, les occupants se sentent à l'aise, et avec d'autres non. Les systèmes de chauffage/rafraîchissement peuvent améliorer le confort thermique dans l'environnement bâti en agissant sur certains ou sur tous les paramètres : température de l'air, température moyenne du rayonnement, vitesse de l'air et humidité relative.

D'un autre côté, les occupants peuvent améliorer leur sensation thermique en agissant sur leurs vêtements et sur leur activité (c'est l'idée de base de la théorie du confort thermique adaptatif).

Grâce à de nombreuses expériences et en se basant sur le bilan thermique du corps humain, Fanger a dérivé la formulation mathématique du vote moyen prévisible (PMV), qui est l'indice principal pour prédire la sensation thermique dans des environnements intérieurs régulés.

Le PMV s'exprime généralement avec une échelle à 7 graduations : -3 (froid), -2 (frais), -1 (légèrement frais), 0 (neutre), +1 (légèrement chaud), +2 (chaud), +3 (très chaud). Fanger a également mis en relation l'indice PMV avec le pourcentage prédit de personnes insatisfaites (PPD), qui ne peut pas être physiologiquement inférieur à 5 %.

Quand le PPD est inférieur à 10 %, l'environnement thermique est généralement considéré comme acceptable.



6.6 Vote moyen prévisible et pourcentage prédit d'insatisfaits

6.10.2 Inconfort thermique local

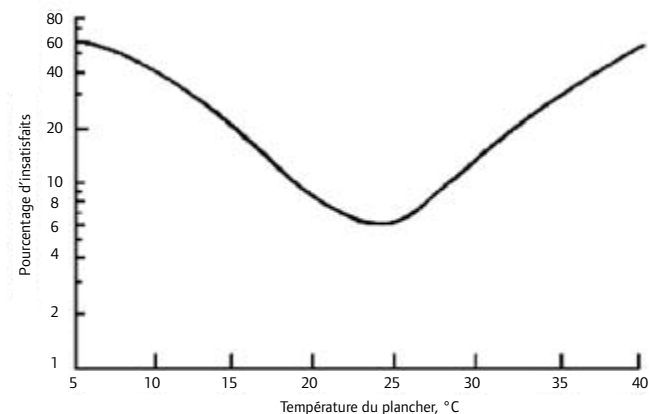
Bien que le confort thermique global dans un environnement soit considéré comme bon, il est possible, pour les occupants, de ressentir des sensations d'inconfort thermique local dues à : un courant d'air froid, des différences verticales de températures de l'air ou des asymétries de rayonnement.

Ces phénomènes peuvent être naturels (par ex. : un courant d'air descendant froid dû à des fenêtres froides) ou provoqués par un système mécanique (par ex. : un courant d'air descendant froid généré par un jet d'air).

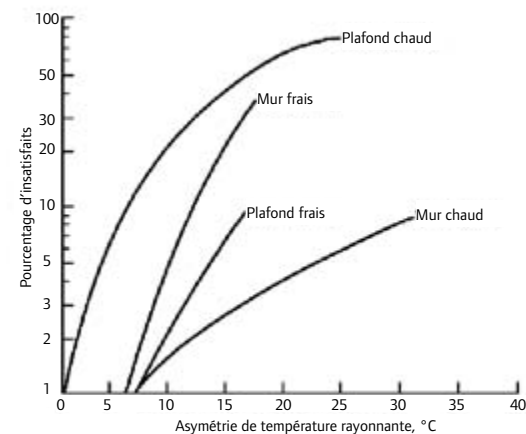
Les normes ISO 7730 et ANSI/ASHRAE 55 indiquent toutes les limitations en fonction d'un inconfort thermique local éventuel.

Dans le cas de systèmes rayonnants, la limitation principale concerne la température du plancher rayonnant qui doit toujours être comprise dans la plage de 19 à 29 °C.

La température de la surface des plafonds et des murs rayonnants est indirectement restreinte par les limitations d'asymétrie de rayonnement. En même temps, les systèmes rayonnants peuvent fournir une excellente performance pour réduire les asymétries de rayonnement existantes, grâce à l'échange thermique rayonnant direct avec toutes les surfaces dans la pièce.



6.7 Température du plancher et personnes insatisfaites



6.8 Asymétrie de rayonnement et personnes insatisfaites

6.11 Confort thermique et systèmes rayonnants

Les systèmes rayonnants sont les seuls systèmes de chauffage/rafraîchissement véritablement capables d’influencer la température de rayonnement moyenne dans les pièces car ils échangent principalement de la chaleur par rayonnement thermique.

La température moyenne de rayonnement est l’un des paramètres clé du confort thermique et se définit comme la température uniforme d’une enceinte imaginaire à l’intérieur de laquelle le transfert thermique par rayonnement venant du corps humain est égal au transfert thermique par rayonnement dans l’enceinte réelle non uniforme.

La température moyenne de rayonnement peut se calculer sur la base des facteurs de forme entre l’occupant et les surfaces environnantes comme il suit :

$$T_{mr} = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^n F_{p-j} T_j^4}$$

(31)

où F_{p-j} est le facteur de forme entre la personne et la surface-j, et T_j est la température de la surface-j.

Un système rayonnant améliore donc l’environnement thermique à l’intérieur duquel les occupants échangent de la chaleur, en modifiant la température de l’air par convection et la température des surfaces par rayonnement. De plus, un système rayonnant influence directement la sensation thermique des occupants en échangeant un rayonnement thermique avec eux. Les systèmes rayonnants sont en effet les seuls systèmes de chauffage/rafraîchissement capables d’influencer le confort thermique des occupants grâce à une action indirecte (transfert thermique avec les murs et l’air) et grâce à une action directe (transfert thermique avec les occupants).

L’indice adéquat de la sensation thermique ressentie par les occupants et due à la température de l’air et à la température moyenne de rayonnement, est la température opérative (équation 28). Même si il ne prend pas en compte le transfert thermique latent entre le corps humain et la pièce, c’est un bon indice de la sensation thermique des occupants due au transfert thermique sensible (qui est généralement la partie la plus pertinente du bilan thermique du corps humain).

La température opérative devrait donc être utilisée pour toute évaluation de l’influence du système rayonnant sur l’environnement bâti. Un système de chauffage rayonnant peut par exemple assurer une même température opérative dans un environnement intérieur avec une température inférieure de l’air, si on le compare à un système tout air. Cette condition peut entraîner une économie d’énergie en raison d’une réduction de la valeur des pertes thermiques dues à la ventilation.

6.12 Catégories de confort normalisées

Les normes nationales et internationales définissent les différentes catégories ou niveaux de confort thermique en fonction : du type de bâtiment, du type d’occupant, du type de climat et des différences nationales.

Les normes établissent les valeurs exigées pour les paramètres fondamentaux afin d’obtenir une certaine catégorie de confort.

Les catégories indiquées par les normes sont surtout utiles pour le dimensionnement des systèmes de

chauffage, de rafraîchissement et de ventilation des bâtiments (ISO 7730 et EN 15251), ainsi que pour les calculs énergétiques et les évaluations tout au long de l’année de l’environnement thermique intérieur (EN 15251).

Des exigences minimum obligatoires sont établies pour le niveau inférieur de qualité thermique intérieure dans les bâtiments (catégorie inférieure). Selon les demandes du client, des niveaux de confort supérieurs peuvent être obtenus, avec des catégories supérieures. Il est important de se souvenir que le niveau de confort et la consommation d’énergie sont strictement liés.

Tableau 6.1 Exemples de catégories recommandées pour la conception de bâtiments chauffés et rafraîchis mécaniquement (selon EN 15251)

Categorie	État thermique du corps comme un ensemble	
	PPD %	Prédit Vote moyen
I	< 6	- 0.2 < PMV < + 0.2
II	< 10	- 0.5 < PMV < + 0.5
III	< 15	- 0.7 < PMV < + 0.7
IV	> 15	PMV < - 0.7; or + 0.7 < PMV

Tableau 6.2 Quelques exemples de valeurs de température intérieure de conception recommandées pour la conception de bâtiments et de systèmes CVC (selon EN 15251)

Type d'espace du bâtiment	Categorie	Température opérative °C	
		Min. pour le chauffage (saison hivernale) ~ 1,0	Max. pour le refroidissement (saison estivale) ~ 0,5
Bâtiments résidentiels : espaces d'habitation (chambres, salon, cuisine, etc.)	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	18,0	27,0
Bâtiments résidentiels : autres espaces (rangements, entrée, etc.)	I	18,0	
	II	16,0	
	III	14,0	
Bureau simple (bureau en alvéole)	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Bureau paysagé (bureau à espace décroisonné)	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Salle de conférence	I	21,0	25,5
	II	20,0	26,0
	III	19,0	27,0
Sédentaire à environ 1,2 m			

Références

Application volume of ASHRAE Handbook, Chapter 52: Radiant Heating and Cooling, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, USA, 1999

H.B. Awbi, A. Hatton, Natural convection from heated room surfaces, *Energy and Buildings* 30 (1999) 233–244

H.B. Awbi, A. Hatton, Mixed convection from heated room surfaces, *Energy and Buildings* 32 (2000) 153–166

H.B. Awbi, Calculation of convective heat transfer coefficients of room surfaces for natural convection, *Energy and Buildings* 28 (1998) 219–227

J. Babiak, B.W. Olesen, D. Petras, Low temperature heating and high temperature cooling, Rehva, Brussels, 2007

F. Causone, S.P. Corgnati, M. Filippi, B.W. Olesen, Solar radiation and cooling load calculation for radiant systems: definition and evaluation of the Direct Solar Load, *Energy and Buildings* (in press, doi:10.1016/j.enbuild.2009.09.008)

F. Causone, S.P. Corgnati, M. Filippi, B.W. Olesen, Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room, *Energy and Buildings* 41 (6) (2009) 622–628

F. Causone, Radiant Heating and Cooling: Limitations and Possibilities of Improvement, Ph.D Thesis, Department of Energetics, Politecnico di Torino, 2009

J. Clarke, Energy simulation for building design, BUTTERWORTH HEINEMANN, Oxford (UK), 2001

S.P. Corgnati, Cooling Ceiling Panels to Reduce Discomfort Risks in Ventilated Rooms: First Assessments, Proceeding of Seminario CODEA 2001, Napoli, 2001

S.P. Corgnati, Heat flows and air distribution in rooms cooled by radiant panels, Ph.D Thesis, Department of Energetics, Politecnico di Torino, 2002

S.P. Corgnati, M. Perino, G.V. Fracastoro, P. Nielsen, Experimental and numerical analysis of air and radiant cooling systems in offices, *Building and Environment* 44 (2009) 801–806

D.B. Crawley, K. Lawrie, F.C. Winkelmann, W.F. Buhl, Y.J. Huang, C.O. Pedersen, R.K. Strand, R.J. Liesen, D.E. Fisher, M.J. Witte, J. Glazer, EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program, *Energy and Buildings* 33 (2001), 319–331

P.O. Fanger, Thermal comfort: analysis and applications in environmental engineering, McGraw-Hill, New York, 1970

Fundamentals volume of ASHRAE Handbook, Chapter 4: Heat Transfer, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, USA, 2009

Fundamentals volume of ASHRAE Handbook, Chapter 9: Thermal Comfort, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, USA, 2009

J.P. Holman, Heat transfer, McGraw-Hill, London, 1992

HVAC Systems and Equipment volume of ASHRAE Handbook, Chapter 6: Panel Heating and Cooling, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, USA, 1999

F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine, Fundamentals of heat transfer, Wiley, New York, 2007

W. Kessling, S. Holst, M. Schuler, Innovative design concept for the new Bangkok international airport, NBIA, in: Proceedings of Symposium on Improving Building Systems in Hot and Humid Climates, Richardson, 17–19 May 2004

A.J.N. Khalifa, R.H. Marshall, Validation of heat transfer coefficients on interior building surfaces using a real-sized indoor test cell, *Int. J. Heat Mass Transfer* 33 (1990) 2219–2236

A.J.N. Khalifa, Natural convective heat transfer coefficient – a review I. Isolated vertical and horizontal surfaces, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 491–504

A.J.N. Khalifa, Natural convective heat transfer coefficient – a review II. Surfaces in two- and three-dimensional enclosures, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 505–517

B.W. Olesen, Possibilities and limitations of radiant floor cooling, *ASHRAE Transactions* 103 (1) (1997) 42–48

B.W. Olesen, F. Bonnefoi, E. Michel, M. De Carli, Heat exchange coefficient between floor surface and space by floor cooling – Theory or a question of definition, *ASHRAE Transactions: Symposia* DA-00-8-2 (2000) 684–694

B.W. Olesen, Radiant floor heating in theory and practice, *ASHRAE Journal* 44 (2002), 19–26

B.W. Olesen, International standards for the indoor environment, *Indoor Air, Supplement* 14 (2004), 18–26

B.W. Olesen, O. Seppanen, A. Boersta, Criteria for the indoor environment for energy performance of buildings: A new European standard, *Facilities* 24 (2006), 445–457

B.W. Olesen, New European standards for design, dimensioning and testing embedded radiant heating and cooling systems, in: Proceedings of CLIMA 2007 WellBeing Indoors, Helsinki, 10–14 June 2007

B.W. Olesen, The philosophy behind EN15251: Indoor environmental criteria for design and calculation of energy performance of buildings, *Energy and Buildings* 39 (2007), 740–749

P. Simmonds, S. Holst, S. Reuss, W. Gaw, Comfort conditioning for large spaces, *ASHRAE Transactions* 105 (1) (1999) 1037–1048

R.D. Watson, K.S. Chapman, Radiant heating and cooling handbook, McGraw-Hill, New York, 2002

EnergyPlus Engineering Reference, v. 3.1, 2009

Normes

ISO 7730 : 2005 - Ergonomie de l'environnement thermique - Détermination analytique et interprétation du confort thermique par le calcul des indices PMV et PPD et par des critères de confort thermique local

EN 15251 : 2007 - Ventilation pour les bâtiments – Critères pour l'environnement intérieur et évaluation des performances énergétiques des bâtiments couvrant la qualité d'air intérieur, la thermique, l'éclairage et l'acoustique

EN 15377-1 : 2008 - Systèmes de chauffage dans les bâtiments - Conception des systèmes de chauffage et refroidissement par le sol, le mur et le plafond - Partie 1 : détermination de l'émission thermique et des capacités de refroidissement

EN 15377-2 : 2008 - Systèmes de chauffage dans les bâtiments - Conception des systèmes de chauffage et refroidissement par le sol, le mur et le plafond - Partie 2 : conception, dimensionnement et installation

EN 1264-1 : 1997 - Chauffage par le sol : Systèmes et composants - Partie 1 : définitions et symboles.

EN 1264-2 : 2008 - Systèmes de surfaces chauffantes et rafraîchissantes hydrauliques intégrées — Chauffage par le sol — Partie 2 : Méthodes de démonstration pour la détermination de l'émission thermique utilisant des méthodes par le calcul et à l'aide de méthodes d'essai.

EN 1264-3 : 2009 - Chauffage par le sol : Systèmes et composants - Partie 3 : Dimensionnement.

EN 1264-4 : 2009 - Chauffage par le sol : Systèmes et composants - Partie 4 : Installation.

EN 1264-5 : 2008 - Systèmes de surfaces chauffantes et rafraîchissantes hydrauliques intégrées : Partie 5 : surfaces chauffantes et rafraîchissantes intégrées dans les sols, les plafonds et les murs — Détermination de l'émission thermique.

[illegible]