

*Les plafonds KaRo climatisent sans bruit et sans courant d'air: ils apportent de ce fait un confort inégalé.*

- *En mode froid, le confort est toujours assuré, et ce, quelle que soit la charge thermique, la seule contrainte restant d'éviter les températures trop basses qui conduiraient à des condensations.*
- *En mode chauffage, il n'y a pas lieu de craindre de tels désordres, mais le confort n'est assuré que pour des températures modérées de plafond, ce qui est toujours le cas dans les bâtiments normalement isolés. Toutefois, il peut pour certaines opérations de réhabilitation arriver que les bâtiments soient très déperditifs. Il faut alors s'assurer que les températures nécessaires restent compatibles avec les exigences de confort.*

*Sur le plan des consommations d'énergie, l'effet de rayonnement permet, dans chacun de ces deux cas, d'assurer un confort total avec des températures d'air intérieur modérées: plus faibles que les températures habituelles en hiver, et plus élevées en été. L'écart de température, qui peut atteindre 1 ou 2°C permet de réaliser des économies d'exploitation appréciables.*

## SOMMAIRE

1	Thermo-physiologie du corps humain .....	1
2	Paramètres régissant le confort thermique .....	3
3	Définitions .....	5
4	Critères de confort .....	9
5	Application aux plafonds climatiques - Mode froid .....	15
6	Application aux plafonds climatiques - Mode chauffage .....	17

## 1 Thermo-physiologie du corps humain

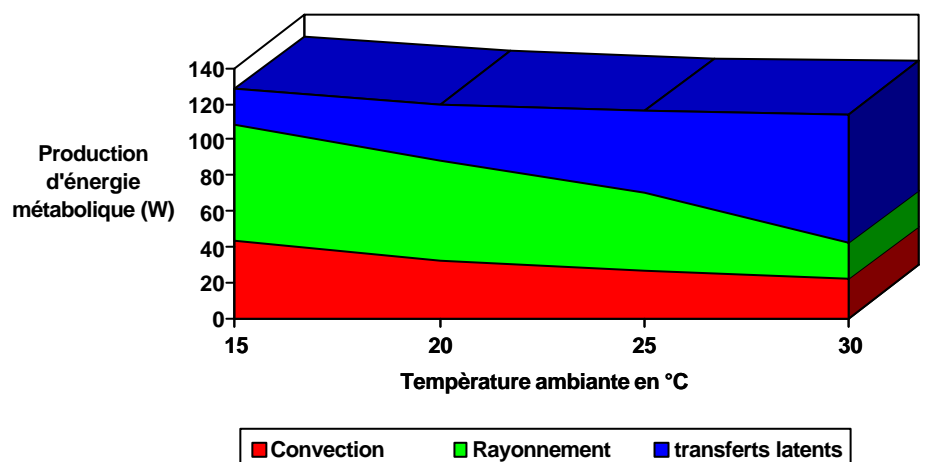
### Conditions de réalisation du confort thermique

Le corps humain est une machine thermique échangeant de l'énergie sous forme de chaleur et d'humidité avec son environnement proche: le confort thermique ne peut être assuré que s'il y a équilibre entre la production métabolique de chaleur et les différents modes de déperdition:

- transferts conductifs par contact entre certaines parties du corps et un solide, par exemple, les pieds sur le sol ou la main sur la table. Ces transferts, généralement de faible importance, peuvent être négligés
- transferts convectifs: peau, vêtements ou circulation d'air dans les poumons
- transferts radiatifs depuis la peau ou les vêtements vers le local
- transferts latents par les processus de respiration et d'évapo transpiration.

### Confort thermique et humidité de l'air ambiant

Comme représenté à la Figure 1 les transferts sensibles (rayonnement, convection, et, le cas échéant, conduction), sont d'autant plus faibles que la température ambiante est élevée. L'évacuation de la chaleur métabolique doit alors s'effectuer par transferts latents, d'autant plus difficiles à assurer que l'humidité de l'air ambiant est élevée: au delà d'un certain seuil d'humidité, cela conduit à un phénomène d'inconfort physiologique pouvant aller jusqu'à des manifestations de sudation. Il en résulte, qu'en conditions d'été, l'ambiance sera jugée d'autant plus confortable que l'air ambiant sera sec.



**Figure 1:** Dissipation de chaleur du corps humain.

### Confort thermique et plafond froid

La sensation de confort produite par un plafond froid peut se comparer à celle ressentie la nuit en été où l'on sent la fraîcheur du ciel alors même que la température de l'air ambiant peut dépasser 25°C: au plus l'atmosphère est limpide, au plus les transferts par rayonnement vers le ciel seront importants, ce

qui explique qu'à température d'air égale, le confort puisse être bien meilleur en atmosphère extérieure qu'en ambiance intérieure.

## 2 Paramètres régissant le confort thermique

Le confort thermique ressenti par un individu s'apprécie à partir de quatre paramètres physiques caractérisant l'environnement climatique:

- température d'air,
- température de rayonnement encore appelée température radiante,
- vitesse d'air,
- humidité de l'air.

et de deux paramètres propres à chaque occupant, définis aux Tableau 1 et Tableau 2:

- degré d'habillement qui s'exprime en Clo,
- niveau d'activité physique qui s'exprime en Met.

Vêtue	Résistance thermique de la tenue vestimentaire selon ISO 7730	
	m <sup>2</sup> .°C / W	Clo
Tenue tropicale type (short, chemise à col ouvert, et manches courtes, chaussettes légères et sandales)	0,045	0,3
Tenue d'été légère (pantalon léger, chemise à col ouvert et manches courtes, chaussettes légères et chaussures)	0,08	0,5
Tenue de travail légère (sous-vêtements légers, chemise de travail en coton à manches longues, pantalon de travail, chaussettes épaisses et chaussures)	0,11	0,7
Tenue d'intérieur pour l'hiver (sous-vêtements, chemise à manches longues, pantalon de travail, chaussettes épaisses et chaussures)	0,16	1,0
Tenue de ville européenne traditionnelle (sous-vêtements de coton à manches et jambes longues, chemise, complet avec pantalon, gilet et veste, chaussettes de laine et grosses chaussures)	0,23	1,5

**Tableau 1** Résistance thermique des tenues vestimentaires

Activité	Production d'énergie métabolique selon ISO 7730	
	W/m <sup>2</sup>	Met
Repos, couché	46	0,8
Repos, assis	58	1
Repos, debout	70	1,2
Activité légère, assis (bureau, domicile, école, laboratoire)	70	1,2
Activité debout (achats, laboratoire, industrie légère)	93	1,6
Activité debout (vendeur, travail ménager, travail sur machine)	116	2,0
Activité moyenne (travail lourd sur machine, travail de garage)	165	2,8

**Tableau 2** Production d'énergie métabolique

### Zone de séjour

Les conditions de confort sont rarement homogènes à l'intérieur d'un local. A titre d'exemple, les zones proches des parois vitrées sont généralement plus inconfortables en hiver; de même, les zones proches des diffuseurs d'air sont davantage affectées par les courants d'air.

Pour cette raison, il est essentiel de bien spécifier les zones où le confort est recherché. La définition de la zone de séjour dépend des spécificités du bâtiment et de son mode d'occupation. Chaque cas est donc un cas d'espèce. On pourra toutefois, en y apportant le cas échéant les aménagements nécessaires, se reporter à la norme ISO 7730 qui définit comme suit la zone de séjour: «zone située à plus de 0,60m des parois et à moins de 1,80 m du plancher».

## 3 Définitions

Les travaux des centres de recherche ou laboratoires universitaires ont permis de dépasser le stade subjectif d'appréciation du confort, pour aboutir à des formulations mathématiques rigoureuses. Ces études ont été retranscrites dans des normes parmi lesquelles on peut retenir:

USA: ASHRAE Standard 55-81 (1981),  
Allemagne: DIN Standard 1946 (1981, revue en 1991),  
ISO 7730 (1985),  
Europe: CEN TC156 WG6 (norme en préparation).

Les spécifications des différentes normes étant assez similaires, on en présente ici les points les plus importants en se basant essentiellement sur la norme ISO 7730, avec prise en compte des éléments nouveaux tels que la turbulence de l'air apportés par le projet de norme européen. (sauf indication contraire, ces résultats ne sont présentés que pour des valeurs standard des paramètres d'occupation: vêtue égale à 0,5 Clo en été et 1 Clo en hiver, métabolisme égal à 1,2 Met).

#### **PPD (%) Pourcentage prévisible d'insatisfaits**

L'indice PPD exprime le pourcentage prévisible d'individus qui jugeront les conditions climatiques dans un local inconfortables, soit trop chaudes, soit trop froides. On notera que le pourcentage d'insatisfaits n'est jamais égal à 0% : les normes prévoient en effet un taux irréductible d'insatisfaits égal à 5% quelles que soient les conditions climatiques.

#### **Ta (°C) Température d'air**

Il s'agit de la température sèche mesurée par un thermomètre normal non influencé par les effets de rayonnement des parois.

#### **Tg (°C) Température de globe**

La température de globe est une grandeur métrologique essentiellement destinée (cf. ci-dessous) à la mesure indirecte de la température moyenne radiante : selon spécification ISO 7243, la température de globe en un point d'un local est la température d'équilibre en ce point d'une sphère de diamètre 15 cm, peinte en noire. Cependant, on utilise également des sphères plus petites ou bien un ellipsoïde allongé vers le haut car on a ainsi une meilleure représentation du corps humain.

#### **Tr (°C) Température moyenne radiante**

C'est la température des parois d'un local fictif, assimilé à un corps noir à température uniforme, dans lequel un occupant échangerait la même quantité

d'énergie radiative qu'avec le local réel. Cette température peut, soit se mesurer de façon indirecte, soit se déterminer par le calcul:

### Mesure

En un point donné d'un local,  $T_r$  se déduit des mesures de vitesse d'air, température d'air et température de globe par la relation suivante (ASHRAE Fundamentals)

$$(T_r + 273)^4 = (T_g + 273)^4 + 0,247 \cdot 10^9 \sqrt{V} \cdot (T_g - T_a) \quad \text{éq 1}$$

dont la formulation simplifiée est:

$$T_r = T_a + (T_g - T_a) \cdot (1 + 2,2 \cdot \sqrt{V}) \quad \text{éq 2}$$

### Calcul de la température moyenne radiante $T_r$

$T_r$  est fonction des facteurs de forme, émissivité et températures des parois du local: pour simplifier le calcul, on utilise généralement l'expression simplifiée suivante (ASHRAE Fundamentals):

$$T_r = T_1 \cdot F_{p,1} + T_2 \cdot F_{p,2} + \dots + T_N \cdot F_{p,N} \quad \text{éq 3}$$

Cette équation est établie en négligeant l'influence de l'émissivité. Une expression telle que  $T_1 \cdot F_{p,1}$  désigne le produit de la température moyenne de la face visible de la paroi 1 par le facteur de forme tenant compte de la position du sujet par rapport à la paroi. Pour un sujet assis, ce facteur est lu sur les figures du Chapitre 7: figure2 pour les parois horizontales, figure3 pour les parois verticales.

Une variante consiste à calculer  $T_r$  en fonction des températures radiantes orientées au niveau de l'occupant. Pour cela, on applique les relations suivantes qui tiennent compte de la surface projetée de l'occupant dans les différents plans :

sujet debout:

$$T_r = 0,06 \cdot (T_{pr}^{haut} + T_{pr}^{bas}) + 0,17 \cdot (T_{pr}^{gauche} + T_{pr}^{droit}) + 0,27 \cdot (T_{pr}^{face} + T_{pr}^{arr.}) \quad \text{éq 4}$$

sujet assis:

$$Tr = 0,13.(T_{pr}^{haut} + T_{pr}^{bas}) + 0,16.(T_{pr}^{gauche} + T_{pr}^{droit}) + 0,21.(T_{pr}^{face} + T_{pr}^{arr.}) \quad \text{éq 5}$$

Dans ces relations, une expression telle que  $T_{pr}^{gauche}$  désigne la température radiante orientée correspondant au demi espace situé à gauche de l'occupant.

### **T<sub>pr</sub> (°C) Température radiante orientée**

Au contraire de la température moyenne radiante Tr qui intègre les effets de rayonnement provenant de toutes les directions, la température radiante orientée traduit l'effet de rayonnement provenant d'une direction donnée (haut, gauche, ...). La température radiante orientée T<sub>pr</sub> dépend comme Tr de la position de l'occupant dans le local, mais aussi de la direction retenue. Elle est définie comme la température d'un plan fictif, assimilé à un corps noir à température uniforme, perpendiculaire à cette direction, et qui produirait le même effet radiatif.

Si on ne tient pas compte de l'émissivité réelle des parois, T<sub>pr</sub> peut également se calculer par application de l'équation 3; toutefois, la sommation est limitée aux parois comprises dans le demi-espace correspondant à l'orientation considérée. Les facteurs de forme sont alors lus sur les figures du chapitre 7: figure 4 pour les parois perpendiculaires à l'orientation considérée et figure 5 pour les parois parallèles.

### **D T<sub>pr</sub> (°C) Température asymétrique de rayonnement**

Lorsque l'environnement radiatif d'un local présente des hétérogénéités importantes, (par ex., lorsqu'il y a de larges parois vitrées ou des plafonds chauffants), la notion de température moyenne radiante ne suffit plus: Il faut alors faire appel à la notion de température radiante orientée, ou, plus précisément, à, température asymétrique de rayonnement, égale à la différence entre les températures radiantes orientées mesurées sur les deux faces opposées d'un même plan. On peut observer que la valeur de ΔT<sub>pr</sub> dépend du coefficient d'émissivité des surfaces concernées ainsi que du facteur de forme: la température asymétrique de rayonnement est inférieure à la différence de température des parois en regard.

### **To (°C) Température opérative**

C'est la température d'un local fictif, assimilé à un corps noir à température uniforme, dans lequel un occupant échangerait la même quantité totale d'énergie (radiative et convective) que dans le local réel.

La température opérative est encore dénommée température résultante sèche (Missenard 1935). La température de globe en constitue une estimation.

L'équation 2 ( calcul de  $T_g$  en fonction de  $T_a$  et  $T_r$ ) peut être utilisée pour l'évaluation de la température opérative. Pour des vitesses d'air inférieures à environ 20 cm/s, cette équation se simplifie, et on peut, tout comme dans la norme ISO 7243, assimiler la température opérative à la moyenne arithmétique de  $T_r$  et  $T_a$ :

$$T_o = \frac{tr + ta}{2}$$

éq 6

### **T<sub>eff</sub> (°C) Température effective**

La notion de température effective a été développée aux USA dès 1923 sur la base d'essais de confort ressenti portant sur un grand nombre de sujets: La température effective se détermine par un jeu d'abaques en fonction de la température d'air, de l'humidité de la vitesse d'air ainsi que du degré d'habillement. Cette température est déterminée de façon à procurer le même confort qu'une ambiance à 50% d'humidité relative et sans vitesse d'air. Les courbes de température effective sont largement utilisées aux USA, mais n'ont pas réussi à s'imposer en Europe.

### **V (m/s) Vitesse d'air**

Moyenne temporelle de la vitesse locale d'air.

### **Tu (%) Intensité de turbulence**

L'intensité de turbulence caractérise les fluctuations temporelles de vitesse d'air en un point donné d'un local: Elle est, en chaque point, définie comme le rapport entre l'écart type sur la distribution des vitesses d'air et la vitesse moyenne d'air.

L'intensité de turbulence  $T_u$  croît généralement avec le taux de ventilation: elle varie généralement entre 30% et 60% . On notera que les techniques de plafond froid et/ou de ventilation par déplacement dans laquelle l'air est soufflé à basse vitesse conduisent à de faibles intensités de turbulence et donc à un niveau de confort plus élevé.

## **4 Critères de confort**

Le confort thermique est réalisé lorsque les deux conditions suivantes sont simultanément réalisées:

**Equilibre thermique global:** la production de chaleur du corps humain est égale à l'émission de chaleur vers l'environnement. Avec des puissances d'installation normales et une régulation de température adaptée, l'obtention de l'équilibre thermique global ne présente aucune difficulté: aussi ce critère est-il, en pratique, davantage utilisé pour la prévision des consommations d'énergie à confort égal, que pour la vérification formelle des conditions de confort.

**Confort thermique localisé:** l'individu ne ressent à aucun endroit de son corps un refroidissement ou un chauffage désagréable. Les causes d'inconfort: courants d'air, effets de paroi, etc. Etant, comme on va le voir, multiples, c'est ce deuxième critère qui dans la pratique nécessite les études les plus poussées.

On examine ici successivement chacun de ces deux critères:

#### 4.1 Bilan thermique global

Le bilan thermique global dépend:

- pour ce qui concerne la production de chaleur, du métabolisme de l'occupant et de l'humidité de l'air (évaporation plus ou moins importante au niveau des poumons)
- pour ce qui concerne l'émission de chaleur, de la vêtue, de la température opérative et de la vitesse d'air

Au plus ce bilan est déséquilibré, au plus le PPD qui exprime le pourcentage d'insatisfaits sera élevé:

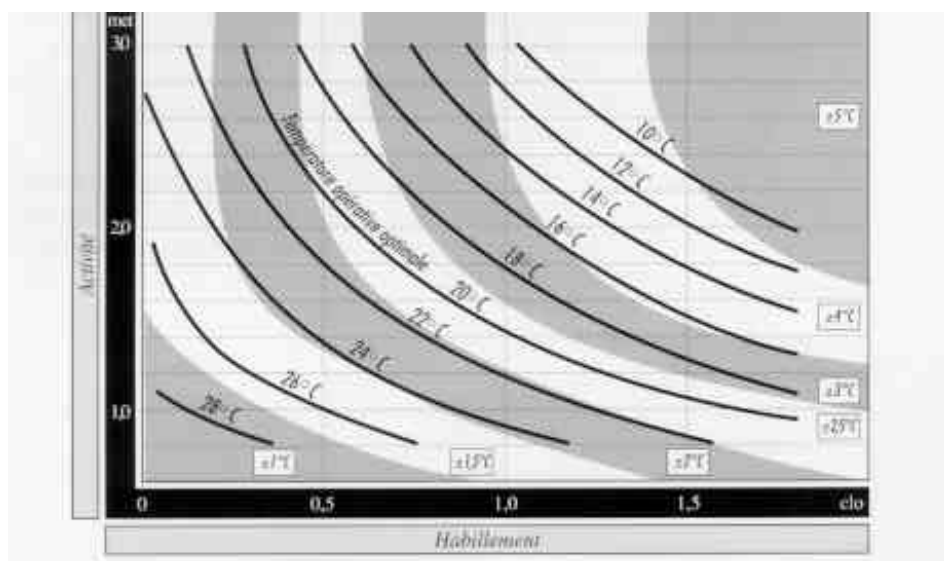
##### Equation de confort

L'équation communément admise pour la prévision de la sensation thermique globale est l'équation de confort" établie par le Pr. FANGER de l'université de Lyngby au Danemark en analysant les sensations de confort exprimées par plus de 1300 sujets soumis à diverses conditions climatiques: les résultats de ces essais ont conduit à une expression mathématique donnant le PPD (% d'insatisfaits) en fonction principalement:

- du métabolisme qui s'exprime en Met,
- de la vêtue des occupants qui s'exprime en Clo,
- de la température opérative, elle même fonction de la température moyenne radiante et de la température d'air et de la vitesse d'air,
- de l'humidité.

Toutefois, cette équation qui figure dans la norme ISO 7730 et le projet de norme européenne est rarement utilisée en raison de sa complexité: plus de 10 lignes d'équations. Dans la pratique on se réfère essentiellement à des graphes ou tables figurant dans les normes:

La Figure 2, établie pour un PPD de 10%, donne la température opérative optimale en fonction de l'activité exprimée en Met et de l'habillement exprimé en Clo. Cette figure indique également en zone ombrée les intervalles admissibles autour de la température opérative pour maintenir un PPD inférieur à 10%. On peut observer que la température opérative optimale est bien sur d'autant plus basse que le niveau d'activité et l'habillement sont importants. Mais l'enseignement le plus intéressant pour la conception des installations est sans doute que la tolérance en température est d'autant plus faible que l'activité et l'habillement sont peu importants. C'est donc pour les bâtiments de bureaux en condition d'été que la régulation en température devra être la plus précise.



**Figure 2** Température opérative optimale en fonction de l'activité et de l'habillement

#### Exemple d'application:

Travail de bureau sédentaire, activité 1,2 Met:

Température opérative optimale en été (habillement léger): 25°C

Température opérative optimale en hiver (habillement normal): 22°C

Les zones ombrées de la figure indiquent la tolérance en température pour un PPD de 10%. Les plages de température admissibles sont: 20 à 24°C en hiver, et 23,5 à 26,5°C en été.

#### Correction d'humidité relative

Les déperditions thermiques du corps humain s'effectuent par convection, rayonnement et échanges latents (évaporation). En été, la température ambiante étant normalement plus élevée, les deux premiers modes d'échange sont davantage limités; cela rend donc souhaitable de faibles valeurs de

l'humidité de l'air pour intensifier les échanges évaporatifs. La déshumidification permet donc à la fois d'améliorer le confort et (voir à ce propos le Chapitre 3) de mieux maîtriser les risques de condensation.

Les graphes ou tables mentionnés ci-dessus étant généralement établis pour une humidité relative de 50%, il y a lieu, pour d'autres humidités relatives, soit de se référer à l'équation complète de confort, soit à des graphes tels le graphe de l'ASHRAE reproduit à la Figure 3. On peut également, se limiter à une correction simplifiée: le projet de norme européen indique en effet que, dans des conditions moyennes, une augmentation de 10% de l'humidité relative équivaut en termes de confort à une augmentation de température de 0,3°C.

## 4.2 Inconfort localisé

L'équation de confort rend compte de l'équilibre thermique global des occupants. Il peut toutefois se produire que cet équilibre thermique ne soit atteint qu'en moyenne, certaines parties du corps étant plus chaudes et d'autres plus froides. Il y a alors inconfort localisé. Il faut donc, en complément de l'équilibre thermique global, s'assurer qu'il n'y a pas d'inconfort chaud ou froid localisé, et, pour cela, prendre en compte chacun des critères suivants:

### Gêne due aux courants d'air

Des recherches récentes (Pr. FANGER 1987) ont montré que, à vitesse moyenne d'air égale, l'inconfort était d'autant plus important que les fluctuations temporelles de vitesse d'air étaient élevées. Les fluctuations de vitesse sont caractérisées par l'intensité de turbulence  $Tu$ .

Ces travaux repris dans l'ASHRAE Handbook, et plus récemment le projet de norme européenne, ont conduit à proposer un indice de gêne noté DR (Draught Risk) correspondant au pourcentage prévisible d'occupants sensibles au courant d'air et fonction notamment de l'intensité de turbulence:

$$DR = (34 - Ta) \cdot (V - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot V \cdot Tu + 3,14)$$

éq 7

La représentation graphique de la Figure 4 permet d'observer l'influence de l'intensité de turbulence: ainsi, pour une température d'air de 20°C et un indice de gêne DR de 20%, la vitesse d'air limite,  $V$ , est d'environ 15 cm/s pour une diffusion d'air de type classique présentant une intensité de turbulence  $Tu$  égale à 40%, contre près de 25 cm/s pour une ventilation par déplacement présentant une intensité de turbulence de 20%.

Nota: cette équation a été établie pour des courants d'air au voisinage de la tête; pour l'appréciation du confort au niveau des pieds ou chevilles, on estime

(thèse Niu, p.96;...) que le pourcentage d'insatisfaits est inférieur de 5% à celui résultant de l'équation ci-dessus.

### Gradient de température verticale

#### Critère de confort

Une différence de température trop importante entre tête et pied peut causer une sensation d'inconfort: les normes ASHRAE et ISO recommandent que l'écart de température entre 0,10 m (pied) et 1,10 m de hauteur (tête) n'excède pas 3°K/m, tandis que le projet européen fixe un écart maximum égal à 2, 3 ou 4°K/m selon le niveau d'exigences.

Ce critère est particulièrement important dans le cas d'une ventilation par déplacement car ce type de ventilation conduit à des gradients verticaux de température élevés:

#### Cas de la ventilation par déplacement

La puissance froid apportée par l'air de ventilation est donnée par :

$$P = 3,6 \cdot r \cdot C_p \cdot Q \cdot \Delta T \quad \text{éq 8}$$

où:

$Q$	m <sup>3</sup> /h	débit de renouvellement d'air,
$r$	kg/m <sup>3</sup>	masse volumique de l'air,
$\Delta T$	°C	différence entre température d'extraction d'air et température de soufflage,
$P$	W	puissance froid.

On estime généralement que la différence  $\Delta T$  est proportionnelle au gradient de température GT selon la relation suivante (TM2/90-BSRIA):

$$\Delta T = \frac{GT \cdot (h - 0,1)}{1 - r} \quad \text{éq 9}$$

où r est un coefficient rendant compte du degré d'induction du diffuseur:

diffuseurs à fort taux d'induction :	$r = 0,5$
diffuseurs à faible taux d'induction :	$r = 0,3$

**Application:**

Les équations 8 et 9 permettent de déterminer la puissance froid maximum compatible avec les exigences de confort. Ainsi, pour un taux d'induction égal à 0,4 et un renouvellement d'air de 2,5 vol/h, soit 6,5 m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup>, la puissance froid maximum ressort à 35 W/m<sup>2</sup> pour un gradient vertical égal à 3°K/m et 24 W/m<sup>2</sup> pour un gradient vertical égal à 2°K/m.

En pratique, en ventilation par déplacement, le taux de ventilation est rarement choisi supérieur à 2,5 vol/h, cela, afin de limiter l'encombrement des diffuseurs, mais aussi le coût de l'installation aéraulique. Avec cette contrainte, la limitation pratique aux puissances froids est de l'ordre de 30W/m<sup>2</sup>.

**Température de sol**

Si le sol est trop chaud ou trop froid, il peut y avoir sensation d'inconfort au niveau des pieds pour des personnes portant des chaussures légères d'intérieur. Les plages de température de sol recommandées dans le projet de norme européenne sont:

Classe de confort	A	B	C
Plage de température admissible	19-29°C	19-29°C	17-31°C

Bien que ce critère s'applique en premier lieu aux planchers chauffants ou réfrigérés, il convient de le garder présent à l'esprit dans le cas de plafonds rayonnants: en effet, les échanges radiatifs entre plancher et plafond sont potentiellement susceptibles de porter le plancher à des températures inconfortables, notamment dans le cas de planchers de grande surface, de planchers avec revêtement isolant ou, en mode froid, de couplage avec un système de ventilation par déplacement à soufflage basse température.

**Asymétrie de rayonnement****Critères de confort**

L'asymétrie de rayonnement est une cause fréquente d'inconfort, particulièrement dans le cas de plafonds chauds ou de parois vitrées froides. Les documents normatifs (norme ASHRAE et projet de norme européenne) font référence aux courbes reproduites en Figure 4. Ces courbes donnent le

pourcentage prévisible d'insatisfaits en fonction de la température asymétrique de rayonnement pour les quatre cas suivants:

plafond froid,  
plafond chauffant,  
paroi froide (fenêtre),  
paroi chauffante.

Ces courbes peuvent être retranscrites sous forme de tableau; le Tableau 3 correspond aux plafonds radiants.

Pourcentage d'insatisfaits	Plafond froid	Plafond chauffant
5%	14°C	5°C
10%	18°C	7°C

**Tableau 3:** Valeurs de la température asymétrique de rayonnement correspondant à un pourcentage donné d'insatisfaits.

## 5 Application aux plafonds climatiques - Mode froid

*Avec un plafond froid, les températures de parois (plafond, mais aussi autres parois) sont plus faibles qu'en climatisation ordinaire. On peut ainsi obtenir les mêmes conditions de confort, c'est à dire la même température opérative, avec des températures d'air plus élevées.*

*L'exemple ci-dessous montre que par rapport aux exigences habituelles (24°C ou 25°C), on peut admettre une augmentation de 1 ou 2°C. de la température d'air*

### Calcul de l'asymétrie de rayonnement

L'asymétrie de rayonnement se calcule en fonction de la température de surface des différentes parois du local et des facteurs de forme de ces mêmes surface, comme indiqué dans l'exemple suivant:

- local de dimensions 4,8 x 4,8 m et de hauteur 3 m;
- sujet assis au centre de la pièce à une hauteur moyenne au dessus du sol de 60 cm,
- fraction de surface plafonnière occupée par les panneaux constitutifs du plafond froid: 7/8,
- température de surface du plafond: 17°C au niveau des panneaux froids; 25°C en dehors, soit une moyenne pondérée de 18°C,
- température de surface des parois verticales: 24°C,
- température de surface du plancher: 22,5°C<sup>1</sup>

On calcule la température moyenne radiante et on la compare à celle qui aurait été obtenue avec une climatisation ordinaire ( par ex: ventilo-convecteurs ) pour laquelle on peut admettre que les températures de surface des parois s'établissent uniformément à 25°C pour le plafond et 24°C pour les autres parois:

#### Détermination des facteurs de forme :

Quart de plafond:

$a = b = c = 2,4 \text{ m}$  ; d'où (Chapitre 7 - figure2):  $F = 0,035$ , soit, pour l'ensemble du plafond:  $F_1 = 4 \cdot 0,035 = 0,14$

Plancher:

$a = b = 2,4 \text{ m}$ ;  $c = 0,6 \text{ m}$  ; d'où (chapitre 7 -figure2):  $F = 0,09$ , soit, pour l'ensemble du plancher:  $F_2 = 4 \cdot 0,09 = 0,36$

Demi-paroi, pour sa partie située à plus de 0,60 m du sol:

$a = b = c = 2,4$ ; d'où (Chapitre 7 - figure3):  $F = 0,0475$ , soit, pour l'ensemble des quatre parois:  $F_3 = 4 \cdot 2 \cdot 0,0475 = 0,38$

Demi-paroi, pour sa partie située à moins de 0,60 m du sol:

$a = c = 2,4 \text{ m}$ ;  $b = 0,6 \text{ m}$ ; d'où (Chapitre 7 - figure3):  $F = 0,015$ , soit, pour l'ensemble des quatre parois:  $F_4 = 4 \cdot 2 \cdot 0,015 = 0,12$

#### Détermination de la température moyenne radiante (équation 3)

plafond froid:  $Tr = 18 \cdot F_1 + 22,5 \cdot F_2 + 24 \cdot (F_3 + F_4) = 22,6^\circ\text{C}$

climatisation ordinaire:  $Tr = 25 \cdot F_1 + 24 \cdot F_2 + 24 \cdot (F_3 + F_4) = 24,1^\circ\text{C}$

#### Détermination de la température opérative

On se place en conditions d'été et on retient (voir tableaux 1 et 2) un habillement de 0,6 Clo et une activité de 1,2 Met, ce qui, ( Figure 3) conduit à

<sup>1</sup> La température de surface de plancher est inférieure à la température de parois en raison de la stratification verticale des températures d'air, et aussi du refroidissement du plancher par effet radiatif

une température opérative  $T_o$  de  $23,5^{\circ}\text{C}$  lorsque l'humidité relative est de 50% et (cf. ci-dessus: § 0) de  $23,8^{\circ}\text{C}$  lorsque l'humidité relative n'est que de 40%.

Si à présent on admet que le plafond froid est associé à un système de déshumidification ramenant l'humidité relative à 40%, et, qu'en climatisation classique, l'humidité relative est égale à 50%, on peut déterminer les températures d'air  $T_a$  correspondant aux conditions de confort par application de l'équation 6

Plafond froid:	$T_o = 23,8^{\circ}\text{C}$	$T_r = 22,6^{\circ}\text{C}$	$T_a = 25^{\circ}\text{C}$
Climatisation classique	$T_o = 23,5^{\circ}\text{C}$	$T_r = 24,1^{\circ}\text{C}$	$T_a = 22,9^{\circ}\text{C}$

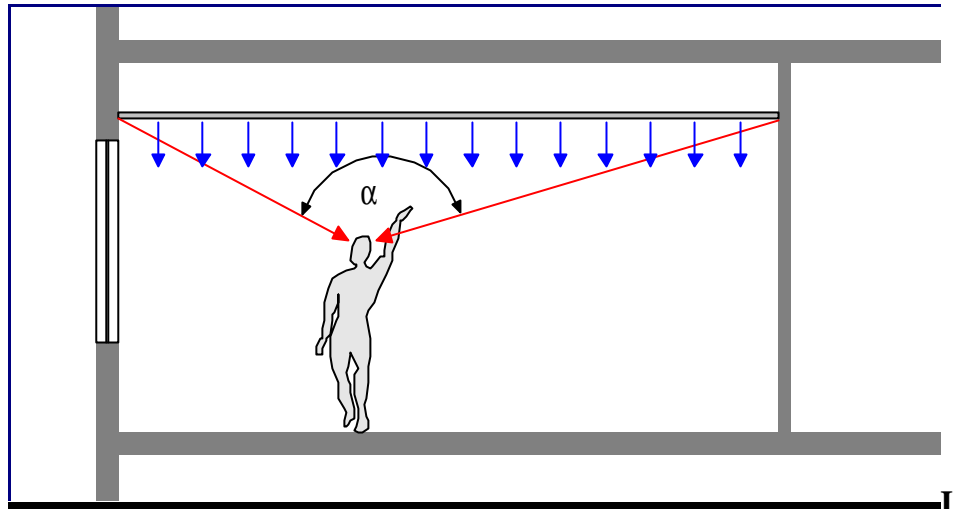
Cet exemple montre donc qu'il est possible d'obtenir les mêmes conditions de confort en plafond froid avec des températures d'air plus élevées d'environ  $2^{\circ}\text{C}$  qu'en climatisation classique.

## 6 Application aux plafonds climatiques - mode chauffage

### Cas particulier des plafonds utilisés en mode chauffage

En mode chauffage, les exigences de confort conduisent à limiter la puissance émise par un plafond chauffant à des valeurs qui comme montré ci-dessous (diagramme de Kollmar) peuvent être contraignantes. On retiendra alors que ces spécifications n'ont pas un caractère absolu: c'est ainsi que la brochure «Le chauffage électrique par plafond rayonnant» éditée en 1989 par le CSTB et EDF fait simplement état d'un risque d'inconfort au delà d'une asymétrie de température de rayonnement de  $12^{\circ}\text{C}$ , ce qui, dans la pratique, autorise des puissances de chauffage élevées: environ  $100\text{ W/m}^2$  dans un cas moyen.

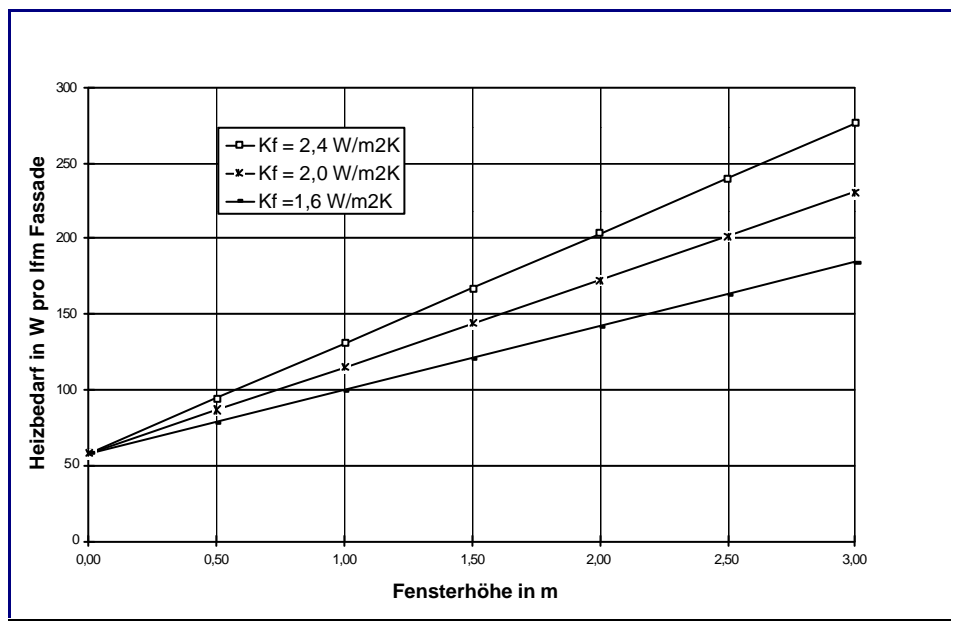
Il est également possible de réduire l'asymétrie de température par certaines dispositions: c'est ainsi que l'adjonction d'un revêtement de sol isolant est favorable car, en raison de l'influence du plafond chauffant, sa température deviendra plus élevée, ce qui diminuera l'asymétrie de température radiante et autorisera donc des puissances plus importantes. De même, une solution pour améliorer le confort consiste à disposer les panneaux radiants à proximité des baies vitrées; il y a alors une certaine compensation des effets de rayonnement froid et chaud.



**Figure 5:** La température maximale admissible du plafond KaRo est approximativement fonction de l'angle  $\alpha$ .

Ce qui est déterminant pour le confort, c'est le facteur de forme entre le sujet et le plafond. Ce facteur de forme est corrélé à l'angle  $\alpha$  sous lequel le sujet voit le plafond: plus le local est bas et grand, plus la tête est exposée au rayonnement de la chaleur.

La figure 6 donne les puissances maximales de chauffage pour différentes hauteurs du plafond et largeurs du local. La profondeur du local est supposée être de 6 m. Cette figure montre comment la puissance maximale admissible de chauffage augmente avec la hauteur du local et diminue quand sa surface augmente.



**Figure 6:** Puissance maximale admissible en chauffage en fonction de la largeur du plafond chauffé et de la hauteur du local (selon Kollmar).

Exemple : largeur = 6.3 m et hauteur = 3 m : puissance maximale admissible en chauffage:  $q = 54 \text{ W/m}^2$ .

### **Influence des fenêtres**

Pour réaliser le confort, il convient, indépendamment du mode de chauffage, de tenir compte du risque d'inconfort en cas de parois extérieures faiblement isolées.

Le facteur clé est la perte de chaleur par mètre linéaire de façade, car sa valeur détermine la température moyenne de surface de la façade et donc la vitesse du courant convectif froid à la fenêtre. Les vitesses d'air sont également d'autant plus élevées que le local est plus haut. Pour les hauteurs habituelles (environ 2,80 m), l'expérience montre que jusqu'à environ 100 à 150 W/ml, les vitesses d'air restent modérées et qu'il n'y a donc pas d'inconfort.

En double vitrage, les déperditions des bâtiments sont presque toujours inférieures à 150 W/ml de façade. Si ce n'est pas le cas, il est recommandé, pour compenser l'effet de paroi froide, d'installer des éléments chauffants complémentaires sur la paroi concernée: soit des radiateurs en allège, soit des nattes KaRo sur la paroi.

### **Remarques:**

A cause du nombre relativement petit des jours de grand froid, l'appréciation des conditions de confort ne s'effectue habituellement pas pour la charge maximale de chauffage, mais pour environ 80% de cette charge

En résumé, les plafonds KaRo conviennent parfaitement pour le chauffage des locaux. Toutefois, dans le cas de bâtiments peu isolés, il peut y avoir risque d'inconfort; il convient alors de vérifier les points suivants:

#### **1. Puissance émise**

Vérification (figure 6 - selon Kollmar), que la puissance émise par le plafond remplit les critères de confort.

#### **2. Déperditions des façades**

Si les déperditions des façades dépassent environ 150 W/m, il faut en fonction de la destination du local envisager la mise en place d'un chauffage complémentaire compensant l'inconfort du au rayonnement froid des fenêtres.