

Accès aux pages...



LE PLANCHER CHAUFFANT/RAFRAÎCHISSANT

Historique

Caractéristiques

Le pas de pose

Type de fixation

Diamètre des tubes

Les collecteurs

Conduites de raccordement et conduites de distribution

Isolant de sol

La dalle chauffante

Type de charge

La température ambiante

La température de départ du fluide caloporteur

La chute de température du fluide caloporteur

La température moyenne du fluide caloporteur

La température superficielle du sol

Résistance thermique du revêtement de sol

Mise en oeuvre

Le débit du fluide caloporteur

Les émissions thermiques

La pièce de référence

La charge calorifique

Les pertes de charge

Conduite des calculs

Incertitude sur la température intérieure d'ambiance (Ti)

Plancher en mode rafraîchissement

Historique.

Le chauffage par planchers chauffants (ou grilles chauffantes) est un procédé déjà ancien (beaucoup utilisé dans les années 1960, pour son faible coût, dans les logements collectifs), qui, à son origine utilisait des tubes en acier (fer noir) noyés dans la dalle pleine et souvent attaché sur le ferrailage de cette dernière se qui avait pour effet de situer les tubes à environ 5 cm de la partie inférieure de la dalle (plafond). Ce type de pose était, et de loin le moins efficace en matière d'émissions thermiques hautes.

Quelques raisons qui furent fatales aux planchers chauffants dans le début des années 1970 :

- La température moyenne de l'eau, souvent trop élevée (aux alentours de 55 à 60°C quand elle ne dépassait pas ces températures) ce qui a causé les problèmes bien connus de lourdeurs de jambes.
- Une grille chauffante par appartement, donc impossibilité de réglages indépendants pièce par pièce.
- Émissions par le plafond (tubes placés trop bas dans la dalle) d'où émissions thermiques vers le logement de dessous ce qui occasionnait des problèmes d'équilibre.
- Forte inertie thermique ("temps de réponse thermique", pour plus d'exactitude) dû à la pose en dalle pleine. Ce qui rendait impossible une quelconque régulation et souvent des surchauffes en demi-saison.
- absence d'organe de réglage hydraulique. Ce qui entraînait des déséquilibres thermiques entre les différentes grilles et provoquait souvent des surchauffes locales.
- surface chauffante ne représentant qu'une faible partie de la surface totale des pièces d'où une hétérogénéité des températures. Raison pour laquelle les températures du fluide étaient si élevées.

C'est en 1978, qu'un arrêté interministériel (23 juin 1978) fixe la température superficielle du sol à 28°C (**DTU 65.8**) mais il est trop tard, le choix se porte à nouveau sur des émetteurs plus traditionnels comme les radiateurs. Il faudra attendre le début des années 1980 et la venue sur le marché de nouveaux tubes en matériau de synthèse (polyéthylène réticulé "PER" ou "rétube") pour que les planchers chauffants fassent à nouveau partie du choix des émetteurs. Ces nouveaux planchers chauffants sont dits "planchers chauffants basse température (PCBT)", dont la conception et les règles de dimensionnement n'ont plus rien à voir avec les précédentes.

En février 1990 paraît le nouveau **DTU 65.8** "Exécution des planchers chauffants à eau chaude utilisant des tubes en matériau de synthèse noyés dans le béton" qui fixe les conditions de mise en oeuvre.

Caractéristiques.

Il suffit de prendre à contre-pied les erreurs de conception faites dans les années 1960 pour définir les principales caractéristiques des nouveaux planchers chauffants basse température (PCBT).

- température de départ de l'eau : 50°C maxi (**DTU 65.8**), ce qui donne une température moyenne, avec une chute de 10°C, de 45°C. Afin de ne pas risquer de dépasser la température superficielle du sol, fixé par décret à 28°C, les températures moyennes généralement utilisées sont : 35, 40 et 45°C ce qui permet aussi d'abaisser le coût d'exploitation. Ces températures ne sont pas des obligations, il est tout à fait possible de baser une étude sur une

température de départ de 36°C (généralement on ne descend pas en dessous 35°C) et d'adopter une chute de 8°C ceci donne alors une température moyenne de 32°C. Il faut savoir qu'en moyenne la température de la peau chez l'homme est d'environ 31°C il est donc difficile, par simple contact, de détecter la présence d'un sol chauffant, on peut tout au plus constater que le sol n'est pas relativement froid.

- une boucle minimum par pièce, ce qui permet d'avoir une indépendance et donc une possibilité d'adapter chaque pièce au confort souhaité. Dans la mesure du possible il faut essayer de ne pas avoir de boucle commune à plusieurs pièces car sinon il y a interdépendance, ce qui génère des problèmes d'équilibrage pour obtenir la température d'équilibre thermique.

- La plus grande partie des émissions se font par le sol car la pose d'un **isolant** sous les tubes est systématique ce qui évite l'interdépendance verticale. Plus l'isolant est épais, plus les émissions hautes seront élevées et donc, plus les émissions basses seront faibles.

- la surface du plancher chauffant couvre toute la surface de la pièce (hormis les emprises éventuelles) ce qui permet d'abaisser la température de l'eau ou d'espacer plus les tubes (surface d'échange plus grande). Avec un pas (VZ) maxi de 35 cm (**DTU 65.8**), (en règle générale, un VZ30 est le maximum utilisé) l'homogénéité de la température du sol est assurée.

- Inertie thermique ("temps de réponse thermique", pour plus d'exactitude) relativement plus faible du fait de la faible épaisseur (de 6 à 8 cm en règle générale) de la dalle chauffante (chape) bien isolée en sous face.

- Tubes en matériau de synthèse plus facile à manoeuvrer que les tubes en acier. Fournis en couronnes de différentes longueurs pour une plus grande commodité, ils évitent les raccordements dans le sol contrairement aux soudures qui étaient faites sur le tube acier.

Il faut savoir malgré tout, qu'il n'est pas si facile de calculer un plancher chauffant, car une multitude de facteurs rentrent en ligne de compte dont il faut définir les valeurs manuellement comme par exemple, la température de départ du fluide qui est en général basée sur la pièce de référence, la chute de température entrée/sortie dans la boucle, le type de support, le diamètre du tube, etc... il est conseillé de bien lire cette page afin de saisir au mieux le fonctionnement d'un plancher chauffant et de faire plusieurs essais sur les températures de départ, les chutes (DeltaT fluide), les diamètres, etc... Un outil informatique est fortement recommandé pour faciliter l'obtention des résultats et surtout, pour faire des simulations afin d'obtenir les résultats les plus à même de donner par la suite toutes satisfactions. Le programme **Emidal** pour le dimensionnement des grilles chauffantes (planchers chauffants) est disponible en téléchargement.

Une installation, pour être réussie, doit, avant tout, avoir un coût d'exploitation le plus bas possible. Pour ce faire, il faut avoir tout d'abord une température de départ relativement basse, un débit total correct et une perte de charge maximale, pour la boucle la plus défavorisée, qui ne dépasse pas 2000 à 2500 mmCE afin de ne pas avoir à investir dans un circulateur puissant qui consommera plus d'électricité. Il ne faut pas non plus tomber dans l'excès car si la température de départ est trop basse, il y a le risque que les émissions thermiques ne puissent couvrir les déperditions des pièces et donc de devoir installer des appoints thermiques, ce qui risque d'augmenter le coût d'exploitation plus que le choix d'une température de départ plus élevée. Il en va de même pour les chutes de température du fluide. Si ces dernières sont trop faibles, elles entraîneront un débit d'eau important qui risque de créer des bruits si la vitesse du fluide dépasse les 0,75 à 0,85 m/s et qui dit débit plus important dit circulateur plus puissant. Il faut donc trouver un bon compromis entre toutes ces valeurs.

✚ Le pas de pose.

On appelle le "**pas**", l'écartement en centimètre qu'il y a entre les tubes du panneau.

Les deux principes fondamentaux de conception de plancher chauffant sont le système **VA**, pose en zig zag et le système **VZ**, pose en escargot.

Le pas VZ est le plus utilisé, mais il n'y a pas à ceci une raison bien précise si ce n'est la facilité de pose par rapport au pas VA car il est plus facile de cintrer le tube à 90° qu'à 180°. Les émissions thermiques sont identiques pour les 2 types de pas ainsi que les longueurs de boucle, donc rien n'empêche de choisir un pas VA si dans certains cas la pose en est plus facile.

Le fait d'évoquer une éventuelle meilleure uniformité de la température superficielle du sol et par conséquent un meilleur confort thermique ne constitue pas un argument très convaincant car à l'heure actuelle les habitations ont un très bon niveau d'isolation et par conséquent une température de fluide relativement basse.

Les pas VZ/VA utilisés (**DTU 65.8**) en zone normale sont : 10, 15, 20, 30 cm. Pour le cas d'une zone de bordure à charge élevée, les pas VZ/VA sont : 10, 15 cm. A charge limite le pas VZ est de 5 cm (quasi impossible en VA).

Si le pas en zone normale est un VZ/VA 20, le pas en zone de bordure pourra être un VZ/VA 10, si le pas en zone normale est un VZ/VA 30, le pas en zone de bordure pourra être un VZ/VA 15.

Dans le cas d'une zone de bordure à charge limite. Le pas est un VZ 5 mais ce type de pas est très rarement utilisé car la température superficielle de 28°C risque souvent d'être dépassée (elle dépend de la résistance thermique du revêtement (Rth) et de la température d'ambiance). Il est en général utilisé dans des zones où il y a peu de fréquentation et ceci pour permettre de couvrir les déperditions de la pièce afin d'éviter un éventuel appoint thermique.

Dans cette page, le mot "VZ" est plus utilisé que "VA" car plus répandu mais, comme précisé plus haut, si le choix se porte sur un pas de pose VA les caractéristiques sont les mêmes.

✚ Type de fixation (support des tubes).

Il existe plusieurs types de supports et fixations des tubes :

- pose sur treillis soudé et fixation par clips.

- pose sur plaques à plots thermoformés, l'espacement des plots en en général de 5cm. Ces plaques peuvent avoir un film plastifié sur leurs faces supérieures ou non. Il est conseillé d'utiliser les plaques avec film plastique car les plots sont plus rigides et donc le maintient des tubes plus efficace. Ce choix évite aussi la pose d'un film polyéthylène protecteur.

- pose sur plaques pré tracées et fixations par ponts ou clips à queue de cochon (à visser dans les plaques isolantes). La pose peut aussi être effectuée sur un film plastique pré tracé et donc les plaques n'ont pas besoin de l'être.

Pour les précautions, voir **DTU 65.8**

Les émissions thermiques sur plaques à plots thermoformés sont légèrement inférieures à celles avec les autres types de supports. Il est assez difficile de savoir avec précision la différence d'émission entre les tubes posés sur

plaques isolantes normales, les tubes étant totalement enrobés et les tubes posés sur plaques à plots, la configuration de ces dernières empêchant le bon enrobage des tubes.

En estimant une surface de 3 cm² par plot pour du 16x20, sachant qu'il y a 20 plots par mètre en contact avec le tube, la surface totale en contact est donc de :

$$20 \times 0,0003 = 0,006 \text{ m}^2$$

Le tube ayant une surface de :

$$0,02 \times 3,1415 = 0,063 \text{ m}^2/\text{m}$$

Le rapport est donc de :

$$0,006 / 0,063 = 0,095 \text{ soit environ } 10\% \text{ de surface du tube en contact avec les plots.}$$

On pourrait croire alors que seulement 90% des émissions thermiques du tube sont utilisées mais ce n'est pas le cas car l'isolant rayonne et dissipe une partie de l'énergie du tube qu'elle reçoit d'où la difficulté de savoir avec précision la valeur du coefficient surfacique. Les valeurs connues sont généralement issues de l'expérimentation, sont peu précises et varient d'un auteur à l'autre. C'est donc une valeur arbitraire de 0,03 W environ en moyenne qui sera déduite des émissions thermiques hautes. Exemple, Rth de 0,1 m².K/W, VZ20 pour Per 16x20, Uh = 3,84 (voir [tableau 1](#)) Uh = 3,84 - 0,03 = 3,81 W/(m².K).

Diamètres des tubes.

Les diamètres qu'il est possible d'utiliser sont 10x12, 13x16, 16x20 et 20x25 ([DTU 65.8](#))

Toutes fois, les diamètres de tubes les plus utilisés sont les diamètres 13x16 et 16x20.

Pour un diamètre de 13x16, les émissions par m² et par degré seront moindres qu'avec le diamètre 16x20 (3% en moyenne) mais la pose en est plus facile. Faire une simulation par le programme [Emidal](#), et si les émissions ne suffisent pas, passez au diamètre 16x20.

La différence d'émission entre les diamètres de tube est fonction de plusieurs paramètres assez complexes et étroitement liés les uns aux autres. Les émissions thermiques hautes Uh, en W/(m².K), sont indiquées dans le [tableau 1](#) pour les diamètres 13x16 et 16x20.

Avec le diamètre 16x20, les pertes de charge seront plus faibles donc il sera possible, à pertes de charge approximativement égales, d'avoir des longueurs de boucles plus grandes. Les longueurs qu'il est conseillé de ne pas dépasser sont, 160 m pour du 16x20 et 120 m pour du 13x16. Le risque de bouchage par les boues de chauffage des conduites sera aussi réduit avec du 16x20. Pour éviter, ou du moins fortement ralentir ce phénomène, je conseille vivement l'emploi de tubes avec BAO (barrière anti-oxygène) ou alors l'emploi d'un inhibiteur de corrosion ou encore mieux, les deux.

Le programme Emidal ne prend en compte que les diamètres 13x16 et 16x20 en Per qui sont les plus utilisés.

[Ci-dessous un extrait de la norme NF EN 1264-4 \(février 2002\) P 52-400-4](#)

annexe a (informative) barrière anti-oxygène

Pour réduire les problèmes de corrosion lorsque l'on associe des canalisations plastique à des matériaux corrodables dans des systèmes chauffants, une solution peut être d'utiliser des tubes plastique comprenant une barrière anti-oxygène. Il convient que la perméabilité à l'oxygène soit $\leq 0,1 \text{ g/m}^3$ pour une température d'eau de 40 °C. Le volume de référence est le volume intérieur du tube.

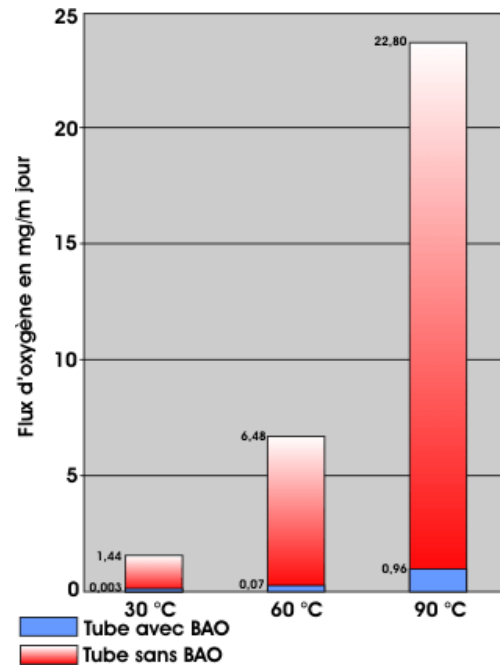
NOTE

L'essai est effectué sur une longueur de tube d'au moins 20 m. 10 % de cette longueur doit être enroulé sur un cylindre de 9 d (d = diamètre extérieur moyen du tube). La partie de tube enroulée doit être fixée solidement au cylindre. Après mise en place, une période de relaxation (sans charges) de 24 h est respectée. Le tube est ensuite soumis à des variations de température dans les conditions suivantes : alternativement 15 min avec une circulation d'eau à 70 °C $\pm 2 \text{ K}$ et 15 min à température $\leq 20 \text{ °C}$, le temps de permutation est de (60 \pm 30) s. La pression d'eau est de 3 bar. La durée de cet essai est de 28 jours.

Après ceci, la perméabilité à l'oxygène est mesurée à une température moyenne de 40 °C $\pm 2 \text{ K}$. La différence de température entre l'entrée et la sortie du tube ne doit pas dépasser 4 K. Trois mesurages doivent être réalisés. Les valeurs extrêmes ne doivent pas différer de plus de 0,02 g/m³ . j.

Ce point est particulièrement à propos, et concerne également les utilisateurs ; dans l'attente de Normes européennes spécifiques à ce sujet, il est possible de se référer aux normes techniques existant au niveau local au sein des différents pays, dans la mesure où elles sont conformes à la présente Norme européenne.

Le graphique ci-dessous représente le flux moyen d'oxygène pénétrant dans un tube en PE réticulé de diamètre 13x16 suivant qu'il soit ou non muni d'une barrière anti-oxygène (doc. Rehau) et ceci en fonction de la température du fluide. Le graphique représente bien le fait qu'il est nécessaire de faire fonctionner l'installation avec une température la plus basse possible surtout si le tube employé n'est pas muni de BAO.



Les collecteurs.

Les collecteurs sont les pièces centrales du plancher chauffant. Ils doivent impérativement être munis d'organe d'arrêt et d'équilibrage (**DTU 65.8**) afin de pouvoir régler le débit calculé pour éviter les problèmes de surchauffe et de bruits. Pour faciliter le réglage des débits, il est conseillé d'utiliser des collecteurs munis de débitmètres individuels.

- Emplacement : Dans la mesure du possible les collecteurs devront être placés au centre des boucles afin d'éviter de grandes conduites de raccords et de distributions dont le calcul des émissions thermiques n'est pas aussi précis que les émissions surfaciques correspondant à un pas. Un placard dans un couloir est un emplacement judicieux.

- Pose : Posez les collecteurs assez haut (celui du bas, si ils sont superposés, à environ 35 à 40 cm du dessus de l'isolant) afin d'avoir suffisamment de place pour courber les tubes et les raccorder. L'utilisation de courbes IRO facilite le cintrage des tubes au niveau des collecteurs et permettent des sorties plus esthétiques. Pour enfiler les tubes dans les courbes IRO, il faut au préalable faire une coupe en biais et mettre un lubrifiant. Les remontées au collecteurs peuvent aussi être gainées par du tube IRO.

- Écartement des tubes au départ : La concentration de tubes au départ des collecteurs (tout les 5 cm environ) va créer une surchauffe superficielle de la dalle qui est limitée par décret à 28°C. Pour éviter cela il est possible d'isoler thermiquement un tube sur deux à l'aide d'un isolant comme de l'Armaflex en 15x9 mm pour le 13x16 et en 18x9 mm pour le 16x20 et ceci sur environ 1 à 1,5 m, distance où les tubes vont commencer à prendre le pas calculé. Il est plus judicieux de prendre du non fendu et de l'enfiler au moment de la pose des tubes.

- Purge de l'air : Il c'est avéré que les purgeurs automatiques montés sur les collecteurs absorbent de l'oxygène ce qui participe à la formation des boues de chauffage. Si les collecteurs sont munis de ces purgeurs, les remplacer par des purgeurs manuels qui seront manoeuvrés une à deux fois par an afin de purger les circuits.

Conduites de raccordement (Lr) et Conduites de distributions (Traversantes ou de passage) (Ld).

Les conduites de raccordement, sont les conduites qui raccordent le panneau au collecteurs. La longueur des conduites de raccordement (départ + retour) doivent être ajoutées à la longueur du panneau.

La longueur est celle des conduites Départ + Retour allant des collecteurs au début de la boucle du panneau.

Les conduites de distribution, ou conduites traversantes ou encore conduites de passage, sont les conduites de raccordement du panneau d'une pièce voisine passant dans la pièce étudiée.

Ces conduites doivent être posées dans le même pas (VZ) que celui de la pièce qu'elles traversent. Comme ces conduites prennent la place d'une partie de la boucle de la pièce qu'elles traversent, leur longueur doit être déduite à cette boucle. Les émissions de ces conduites doivent être déduite aux déperditions corrigées de la pièce étudiée afin de définir les valeurs nécessaires au dimensionnement de la grille chauffante.

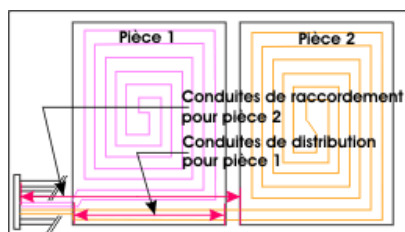
Comme les émissions des conduites de raccordement et de distribution ne peuvent être calculées en terme d'émissions surfaciques une estimation linéique est faite, c'est pour cette raison que les collecteurs devront être placés de façon à limiter au maximum les longueurs de ces conduites. Le calcul des émissions thermiques des conduites étant relativement très complexe, on va, pour estimer les émissions thermiques de ces conduites (de raccordement et de distribution), appliquer une formule empirique pour considérer ses émissions thermiques en émissions thermiques linéaire. La formule est :

$$L \times (Tm^2 \times Ce)$$

L est la longueur des conduites départ et retour en m

Tm^2 est la température moyenne du fluide puissance 2

Ce est le coefficient d'émission en fonction du diamètre du tube : 13x16 Ce = 0,0072, 16x20 Ce = 0,0075



Isolant de sol.

L'isolant devra être conforme au **DTU 26.2**. Les couches d'isolant doivent avoir au moins la résistance thermique en $m^2.K/W$ indiquée dans le tableau ci-après et ceci en fonction de la température ambiante inférieure sous la structure du plancher chauffant :

	Pièce chauffée	Terre plein, pièce non chauffée	Température extérieure $T^{\circ} \geq 0^{\circ}C$	Température extérieure $0^{\circ}C > T^{\circ} \geq -5^{\circ}C$	Température extérieure $5^{\circ}C > T^{\circ} \geq -15^{\circ}C$
Résistances thermiques $m^2.W/K$	0,75	1,25	1,25	1,50	2,00

Avant la mise en place des plaques isolantes, le support (plancher) devra être soigneusement nettoyé de toutes les salissures provenant des travaux des différents corps d'états.

La pose de ces plaques se fera en couches croisées si multi couches. Les plaques viendront coincer la bande périphérique afin d'assurer son maintien.

Une fois l'isolant en place, une protection par film plastique d'une épaisseur minimale de 0,15 mm sera posée sur l'isolant. Cette protection devra remonter au moins jusqu'à la partie supérieure de la bande périphérique. Le chevauchement des bandes de film se fera sur une distance minimale de 100 mm (300 étant l'idéal) toute fois, cette protection ne sera pas nécessaire si les plaques isolantes comportent déjà cette protection (plaques à plots thermoformés).

Pose en mono couche :

L'expérience montre que la pose en mono couche est plus efficace car moins de problèmes de compressibilité de l'isolant. Certains labels comme PromoTélec (chauffage électrique avec comme par exemple une pompe à chaleur ou chaudière électrique, etc...) demande à ce que l'isolant soit posé en mono couche.

Certains fabricants de produits pour planchers chauffants proposent des plaques à plots thermoformés de forte épaisseur afin de permettre la pose en mono couche.

Comme il est interdit de couper l'isolant, aucune canalisation ou gaine ne devra être posés sur la dalle hormis si il est prévu un ravaillage. De même qu'aucune canalisation ou gaine de quelque nature que ce soit autres que les tubes chauffants ne doit être incluse dans la dalle chauffante désolidarisée isolée.

La dalle chauffante.

La dalle chauffante doit être une dalle "flottante" c'est à dire qu'elle doit être désolidarisée en tout point, passages de portes y compris, du gros oeuvre et des cloisons. Pour ce faire, une bande isolante de bordure d'une épaisseur de 5 mm minimum sera à poser en périmètre de toutes les pièces sans exception de façon à supprimer tout lien possible avec, comme précisé plus haut, le gros oeuvre, les cloisons et tout élément vertical comme par exemple une cheminée. Si la bande n'est pas auto collante, sa fixation pourra être faite par blocage à l'aide des plaques isolantes. Sa pré fixation pourra être réalisée par clouage ou agrafage et ceci dans sa partie basse afin de permettre son arasage une fois la chape réalisée.

La dalle sera réalisée sur des plaques isolantes posées sur la dalle support (plancher) (**DTU 26.2**) (**DTU 65.8**).

Le dosage de ciment doit être de 350 kg/m^3 de béton (**DTU 26.2**) avec addition d'adjuvant (**DTU 26.2**). Cet adjuvant sera malaxé au béton lors de sa conception à raison de 3 à $3,5 \text{ l/m}^3$ (1,6 % du poids de béton).

Le béton doit être suffisamment fluide pour permettre un parfait enrobage des tubes.

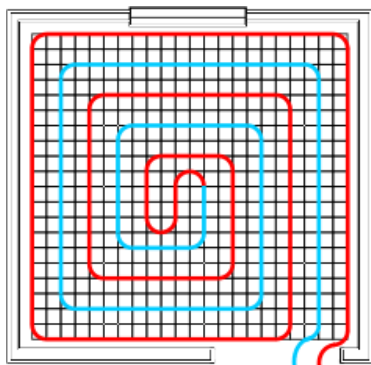
La pose du treillis anti-retrait de maille minimale de $5 \times 5 \text{ cm}$ et de masse minimale de 650 g/m^2 sera posé dans la chape afin d'éviter la formation de fissure. Sa mise en place sera effectuée après la pose d'une 1ère couche de béton en arasement avec la matrice supérieure des tube de façon à être parfaitement pris dans le béton. L'épaisseur de la dalle chauffante est fonction du type de joint de dilatation (**DTU 65.8**). Toutes fois, l'épaisseur minimale sera de 3 à 4 cm au dessus de la matrice supérieure des tubes ce qui donnera une épaisseur totale d'environ 6 à 7 cm sans toutes fois dépasser 8 cm afin de ne pas augmenter inutilement l'inertie thermique de la dalle.

Type de charge.

La charge est en fait le type de pose des tubes au sol par rapport aux parois de la pièce.

Charge normale

La zone de charge la plus courante est la zone à charge normale. C'est à dire que le pas (VZ) est le même pour toute la pièce et ne peut être inférieur à un VZ10 et supérieur à un VZ35 comme le préconise le DTU 65.8 pour les parties habitation et les locaux recevant du public. Le programme prend en compte, comme pas maximal, le VZ30.

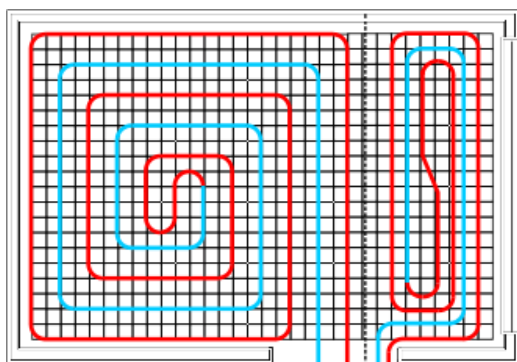


Charge élevée ou limite

Utilisation des panneaux à charge élevée ou limite.

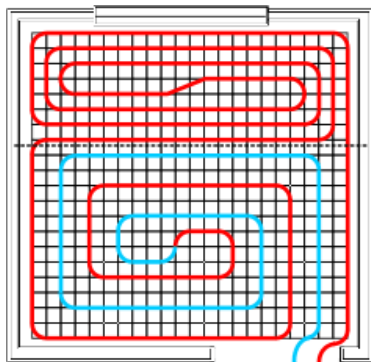
Les zones à proximité immédiate des parois extérieures froides (grandes fenêtres, portes fenêtres, baies vitrées, murs extérieurs très froids (assez rares de nos jours), etc...) ont une température radiante plus basse, ce qui procure un inconfort aux abords de ces parois. Les charges élevées et limites, permettent de traiter ces zones à part. La plus grande émission thermique de ces panneaux augmente le confort en neutralisant le radian froid de ces parois. Il peut être utile de prévoir une zone à charge élevée si l'ouverture dépasse 3m² mais on peut cependant s'en passer si la longueur du mur dépasse de plus de 2 fois celle de l'ouverture. Utiliser les panneaux à charge élevée ou limite si l'ouverture représente toute la surface de la paroi. Un panneau à charge élevée ou limite peut être utilisé dans une zone où il y a peu de passage ou d'occupation, il risquera d'avoir une température superficielle plus élevée afin d'obtenir les émissions nécessaires pour couvrir les déperditions de la pièce. Ceci peut permettre d'abaisser la température superficielle de la zone d'occupation si elle risque de dépasser 28°C. Attention, par décret, la température superficielle en France est fixée à 28°C en tout point du sol et dans les conditions de base pour une température intérieure de 19°C. La boucle est indépendante de celle de la partie à charge normale. Les émissions de cette zone de bordure sont à déduire aux déperditions de la pièce afin de permettre le calcul de la partie à charge normale. La surface généralement utilisée est de 1m de large sur la longueur de la paroi. Le pas (VZ) utilisé pour une charge élevée, VZ10, VZ15. Le pas (VZ) utilisé pour une charge limite, VZ5 (très peu utilisé car la température superficielle risque de dépasser les 28°C).

Ce type de pose devient de plus en plus rare car les habitations sont de mieux en mieux isolées et les sensations désagréables aux abords des parois se font moins sentir.



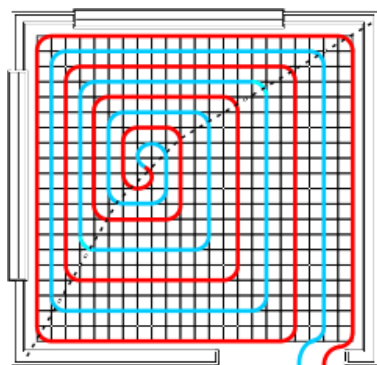
Charge combinée droite

même caractéristiques que ci-dessus mais à la différence près que la boucle est commune aux deux zone (normale, élevée ou limite).



Charge combinée d'angle

même caractéristiques que ci-dessus mais à la différence près que la boucle est commune aux deux zone (normale, élevée ou limite) et dans ce cas ci, la zone à charge élevée ou limite est dans un angle pour le cas où la pièce possède deux ouvertures l'une à côté de l'autre mais sur des parois différentes. La surface utilisée par d'un angle de la boucle à l'autre.



✚ La température ambiante.

Le chauffage par rayonnement ayant pour effet d'améliorer la température moyenne des parois et par conséquent, la température résultante sèche (moyenne arithmétique de la température de l'air au milieu de la pièce à une hauteur de 1,50 m et de la température radiante moyenne des parois) il en résulte qu'une température plus élevée des parois permet d'abaisser la température de l'air tout en améliorant la température ressentie.

Il peut être considéré un abaissement de température d'ambiance intérieure de 1,5 à 2°C par rapport aux températures habituellement utilisées, pour un niveau de confort optimal; 14°C à 16°C pour une chambre contre 16°C à 18°C, 17°C à 20°C pour un salon contre 19°C à 22°C. Pour une salle de bain, la surface au sol ne permettant pas, dans de nombreux cas, de pouvoir mettre toute la longueur de tubes nécessaires, un appoint thermique sera probablement à prévoir.

✚ La température de départ du fluide caloporteur.

Le choix de la température de départ du fluide n'est pas aussi facile qu'il y paraît. La température de départ va influencer :

- la température superficielle du sol

- les émissions thermiques hautes du plancher chauffant, donc, la longueur de la boucle et par conséquent le pas. Plus la température de départ sera basse, meilleur sera le confort, seulement, les émissions thermiques hautes seront aussi plus faibles ce qui va donc, pour couvrir les déperditions, demander une plus grande densité de tube donc des longueurs de boucle plus grandes, ce qui va influencer sur les pertes de charge.

Pour avoir un rendement de l'installation le plus élevé possible, il faudra une température de départ la plus basse possible, seulement, plus basse sera la température de départ plus grand sera le risque de ne pas pouvoir couvrir les déperditions de la pièce et donc un appoint thermique sera probablement nécessaire.

La température de départ est commune à toutes les boucles. Si elle est modifiée en cours de calcul, les valeurs obtenues pour les pièces déjà calculées seront erronées.

Pour avoir un point de départ, chercher la pièce qui paraît être la plus défavorisée, **Pièce de référence** (hormis les salles de bains, WC, salles d'eau, etc... qui de toutes façons vue leurs surfaces disponibles auront en général besoin d'appoints thermiques), celle dont la **charge calorifique** est la plus élevée.

Pour diminuer la température de départ du fluide, il est possible d'adopter une chute de température (DeltaT fluide) assez faible ($\leq 5^\circ\text{C}$) afin d'augmenter l'écart moyen des températures (température moyenne du fluide (T_m) - température de la pièce (T_i)) dont dépendent directement les émissions surfaciques. Seulement, une chute très faible entraîne un débit plus grand (les émissions thermiques n'étant pas proportionnelles au débit) et donc une perte de charge plus grande aussi. Dans ces conditions, il y a risque de dépasser la perte de pression disponible aux collecteurs si le circulateur est imposé, ou devoir investir dans un circulateur plus puissant ce qui entraînera une consommation électrique plus importante.

Attention, prendre en compte la chute de température possible (conduites longues et non isolées par exemple) de la chaudière aux collecteurs car la température de départ du fluide qui est définie pour le dimensionnement des grilles chauffantes est celle à l'entrée de la boucle et non au départ de la chaudière.

Dans tous les cas, la température maximale du fluide ne devra pas excéder 50°C (**DTU 65.8**) à quelques exceptions près.

Attention, plus la température sera élevée, plus le tube absorbera de l'oxygène (voir graphique plus haut).

✚ La chute de température du fluide caloporteur.

La chute de température du fluide (DeltaT du fluide) est la différence de température entre la température de départ (au collecteur de départ) et celle du retour (au collecteur de retour).

Plus la chute est faible plus grand est l'écart moyen des températures (température moyenne du fluide (T_m) - température de la pièce (T_i)) dont dépendent directement les émissions surfaciques, seulement, le débit est plus important, ce qui entraîne une perte de charge plus importante aussi.

Il faut jouer sur la chute afin de pouvoir couvrir les déperditions de la pièce sans jamais dépasser la perte de pression disponible aux collecteurs.

La profession utilise, pour la chute, une plage de 5 à 10°C et plus généralement 8 à 10°C . 8°C est en passe de devenir la chute la plus utilisée.

Dans le cas d'une zone de bordure à boucle indépendante et à charge limite, Pas VZ5, (boucle qui est définie arbitrairement) la chute qu'il est possible d'utilisée est de 3°C afin d'avoir des émissions surfaciques importantes. En

charge élevée, la chute pourra être celle défini pour la zone normale. Attention de ne pas prévoir une trop grande surface car la perte de charge risque d'être relativement élevée.

Dans le cas d'une zone de bordure combinée (droite ou d'angle) et à charge limite, Pas VZ5, la chute utilisée sera celle choisie pour la zone normale car la boucle est commune aux deux zones.

Dans la mesure du possible, il faut essayer d'avoir une chute homogène pour l'ensemble de l'étude mais ceci n'est pas une obligation.

La chute dans la ou les boucles de la pièce de référence pourra être de 5°C afin d'abaisser la température de départ du fluide caloporteur nécessaire et ainsi accroître le rendement de l'installation (une réduction de la température du fluide entraîne une réduction des pertes thermiques et du générateur et des conduites).

✚ La température moyenne du fluide (Tm).

La température moyenne du fluide (Tm) est obtenue de la manière suivante :

température de départ du fluide - (Chute / 2)

La température moyenne du fluide sert, entre autres, à calculer l'écart moyen des températures (DeltaT) dont dépendent les émissions thermiques hautes (température moyenne du fluide - température de la pièce).

✚ La température superficielle du sol.

La température superficielle maximale du sol en France est fixée par décret à 28°C en tout point du local pour une température intérieure de 19°C (**DTU 65.8**). La norme européenne donne des valeurs un peu plus importantes, 29°C et même 35°C pour les zones de bordure pour une température intérieure de 20°C.

Sans entrer dans les détails des calculs théoriques et dans des formules très complexes (comme pour les émissions thermiques hautes et basses), la température superficielle du sol est donnée par la formule simplifiée suivante :

$$T_{pr} = U_h / 11,6 \times \Delta T + T_i$$

U_h = émissions thermiques hautes en W/(m².K).

ΔT = différence de température entre la température moyenne du fluide Tm et la température de la pièce Ti.

11,6 = coefficient de transmission surfacique en W/(m².K). Ce coefficient dépend de plusieurs paramètres mais il constitue la meilleure approximation possible. Ce qui donne une résistance superficielle haute de :

$$R_{si} = 1 / 11,6 = 0,086 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Certain concepteurs adoptent un coefficient de transmission surfacique égal à 10,75 W ce qui donne une résistance superficielle haute de :

$$R_{si} = 1 / 10,75 = 0,093 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

Pour approcher au plus près les températures réelles, la méthode de calcul de la température superficielle étant relativement complexe car elle nécessite le calcul d'une série convergente, ce qui implique l'utilisation d'un programme informatique. Comme ces températures sont légèrement supérieures aux températures obtenues avec la formule simplifiée, un coefficient de majoration de 1,02 (2%) est utilisé sur le résultat afin de s'approcher le plus possible de la réalité.

Exemple :

$$- U_h = 4,03 \text{ en W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$- T_i = > 16^\circ\text{C}$$

$$- \Delta T (T_m - T_i) 35^\circ\text{C} - 16^\circ\text{C} = > 19^\circ\text{C}$$

$$(4,03 / 11,6 \times 19 + 16) \times 1,02 = 23,05^\circ\text{C}$$

Si la température superficielle du sol dépasse 28°C il y a lieu de prendre une température de départ du fluide inférieure ou d'augmenter la chute de température du fluide. Dans ce cas, si l'émission thermique haute ne suffit pas, il faudra éventuellement revoir le type de revêtement de façon à avoir une Rth inférieure ou créer un panneau à charge élevée dans une zone ou il y a peu de passage ou d'occupation qui peut donc avoir une Tpr un peu plus élevée* afin d'obtenir les émissions nécessaires, ou alors, opter pour un appoint thermique pour couvrir les déperditions.

* Le décret stipule que la température superficielle des sols finis ne puisse dépasser 28 °C en aucun point.

Dans les zones de passage ou de non occupation si la Tpr dépasse les 28°C sans toutes fois excéder les 30°C ceci n'aura aucune incidence sur le confort. Il faut savoir que les déperditions thermiques d'une pièce sur lesquelles sont basés tous les calculs du plancher chauffant sont calculées pour une température extérieure de base (voir la page "**Température de base**"), température qui doit être constatée 5 fois au moins dans l'année. Cette température étant en général atteinte durant la nuit. Comme la nuit est en général une période d'abaissement (marche réduite sur la régulation) il n'y a quasiment aucun risque de dépasser une fois la température limite des 28°C.

✚ Résistance thermique du revêtement de sol.

La résistance thermique du revêtement de sol est réglementée, voir **DTU 65.8**

📏 Résistance thermique actuelle.

c'est la résistance thermique du revêtement qui va être posé en premier, au moment des travaux.

📏 Résistance thermique future.

c'est la résistance thermique du revêtement qui risque d'être posé dans le futur. Un tapis de grande taille posé après coup sur un carrelage ou un parquet peut être considéré comme résistance thermique future. Dans ce cas, sa résistance thermique devra être rajoutée à celle du revêtement qu'il recouvre sans toute fois dépasser la résistance totale de 0,15 m².K/W.

La résistance thermique haute résultante doit être prise en compte de la manière suivante :

$$- \text{Surface totale de la pièce } 20 \text{ m}^2$$

$$- \text{Surface recouverte par le tapis } 8 \text{ m}^2$$

$$- R_{th} \text{ du sol avec carrelage } 10 \text{ mm} \Rightarrow 0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$- R_{th} \text{ du tapis } 10 \text{ mm} \Rightarrow 0,15 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$$

$$- R_{th} \text{ résultante} = ((20 \times 0,01) + (8 \times 0,15)) / 20 = 0,07 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}.$$

Il est possible d'envisager, dans le futur, le remplacement du revêtement qui sera mis au moment des travaux, comme par exemple un sol plastique qui sera remplacé par un parquet en chêne de 2 cm d'épaisseur et ceci pour diverses raisons comme la rénovation d'une pièce ou son changement de fonction.

Il est donc nécessaire de prévoir et d'anticiper ces possibles changement. Si on ne tient pas compte de ce fait possible lors de la pose du plancher chauffant, il n'y aura pas d'autre alternative que d'augmenter la température du fluide (l'augmentation du débit n'ayant probablement pas assez d'incidence) ce qui aura pour

conséquence de déséquilibrer le reste de l'installation (qui pourra être rééquilibrée par réduction du débit) et d'augmenter la température superficielle du sol. Par conséquent il est recommandé de prendre en compte la résistance de ce revêtement futur pour palier à ce risque. Toutes les pièces ne sont pas concernées comme par exemple la cuisine où il est très rare de poser un tapis de grand format ou de mettre de la moquette. Pour compenser ce supplément de puissance en attendant le revêtement futur (si il existe un jour) une correction de débit sera effectuée à l'aide des vannes de réglages situées sur les collecteurs.

Il suffit de prendre en compte la résistance future pour les calculs du pas et en attendant la pose de ce revêtement futur, de freiner le débit. Une réduction du débit va augmenter la chute de température du fluide et donc réduire l'écart moyen des températures.

Exemple :

- Déperditions corrigées de la pièce (Dec) 1000 Watts
- Surface de la pièce, $S = 13 \text{ m}^2$
- Température de la pièce, $T_i = 16 \text{ }^\circ\text{C}$
- Revêtement actuel, $R_{th} = 0,03 \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$
- Revêtement futur, $R_{th} = 0,11 \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$
- DeltaT ($T_m - T_i$) = $35^\circ\text{C} - 16^\circ\text{C} = 19^\circ\text{C}$
- chute du fluide, Chute = 10°C (départ 40°C retour 30°C)
- tube en Per diamètre 16x20

Émission haute : $U_h = \text{Dec} / S / \text{DeltaT} = 1000 / 13 / 19 = 4,04 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$. Dans le **tableau 1** pour une R_{th} actuelle de $0,03 \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$, $4,04 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ donne $4,43 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ (valeur immédiatement supérieure) avec un pas de pose VZ30. Dans ce même tableau, pour une R_{th} de $0,11 \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$, $4,04 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ donne $4,20 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ mais pour un VZ10 donc le pas du plancher sera un pas **VZ10**. Seulement avec un VZ10 la R_{th} actuelle de $0,03 \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}$ donne une valeur pour U_h de $6,35 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ d'où la nécessité de réduire l'émission donc le débit. La puissance superflue est de :

$$Q_{\text{Sup}} = (6,35 \times 19 \times 13) - 1000 = 568,45 \text{ Watts.}$$

Ici ce complique un peu le calcul du débit à freiner car il doit être obtenu par itération sur la chute de température du fluide, dans ces conditions, l'utilisation d'un outils informatique tel que le classeur Excel **Itération.xls** est très utile. Ce classeur permet aussi de trouver le **coefficient de perte de charge**.

$$\text{Débit superflu } (D_{\text{Sup}}) = ((6,35 \times 19 \times 13) - 1000) / (\text{Chute_Itérée} \times 1,1628 \times p).$$

Pour obtenir le débit restant (D_{Restant}) en fonction de la chute, il faut utiliser la formule suivante :

$$D_{\text{Restant}} = Q_{\text{Sup}} / (\text{Chute_Itérée} \times 1,1628 \times p).$$

Pour obtenir le débit superflu à freiner (D_{Sup}) (ce qui indique la fin de l'itération avec 2 décimales) il faut que

$$D_{\text{Restant}} \text{ soit égal à } D_{\text{Total}} - D_{\text{Sup}}.$$

Ce qui donne en litres/h :

$$D_{\text{Sup}} = 568,45 / ([\text{Chute itérée} = 15,6845] \times 1,1628 \times 0,99398) = 31,357 \text{ l/h}$$

$$D_{\text{Restant}} = 86,52 - 31,357 = 55,163 \text{ l/h}$$

Vérification :

$$\text{Débit pour } R_{th} \text{ actuelle } (0,03 \text{ m}^2\cdot\text{K}/\text{W}) D = 1000 / ([\text{Chute itérée} = 16,2526] \times 1,1628 \times 0,99398) = 55,163 \text{ l/h}$$

Contrôle du régime du fluide pour les deux débits (pour les précisions, voir plus bas "**Le débit du fluide caloporteur**") :

$$86,52 / 0,016 = 5407,5 \text{ l/h.m, régime turbulent}$$

$$55,163 / 0,016 = 3447,7 \text{ l/h.m, régime toujours turbulent}$$

En se reportant sur les abaques de pertes de charge fournies avec les collecteurs (sinon voir avec le fournisseur) le débit à prendre en compte sera $1000 / (10 \times 1,1628 \times 0,99398) = 86,52 - 31,357 = 55,163 \text{ l/h}$ en rapport des pertes de charge à compenser en mmCE. Un exemple : avec un abaque d'un fabricant, pour une perte de charge à compenser par rapport au circuit le plus défavorisé de 500 mmCE une ouverture de 4 tours 1/4 sera à faire pour un débit de 55,163 litres/h. Lors de la pose du revêtement futur, il y aura lieu d'effectuer une rectification, cet à dire d'augmenter l'ouverture afin d'avoir le débit nécessaire donc 86,52 donne sur cette abaque, toujours avec 500 mmCE, 5 tours 1/2 d'ouverture. Le réglage en nombre de tours doit se faire à partir de l'organe d'équilibrage fermé.

Si un revêtement futur est prévu mais que ni sa nature ni sa résistance thermique ne sont connues, dans ce cas, il faut prendre la valeur la plus défavorable pour effectuer les calculs, en l'occurrence $0,15 \text{ m}^2\cdot\text{W}/\text{K}$.

Dans la pratique les matériaux sont généralement accompagnés d'une fiche technique sur laquelle figure notamment la valeur de la résistance thermique.

En l'absence d'éléments précis, le récapitulatif des valeurs moyennes de résistances thermiques des revêtements de sol, dans le **tableau 2** plus bas dans cette page, peut être utilisé.



Mise en oeuvre.

En tout premier lieu le plancher chauffant doit être mis en oeuvre seulement une fois le sanitaire, l'électricité, les cloisons, les plâtres, les fermetures (portes et fenêtres) finis, que seule la chape soit encore à faire car les tuyaux sont sensibles aux coups et les panneaux isolants doivent être piétinés le moins possible.

Penser, si c'est une construction neuve ou si les vieux planchers ont été arrachés à mettre les gaines électriques et les tuyaux du sanitaire dans la dalle car la découpe des panneaux isolants est interdite de même que la pose de gaines et canalisations sur l'isolant autre que les tubes chauffants. Dans le cas contraire, la mise en oeuvre d'un ravaillage, qui peut être fait en sable stabilisé (100 kg de ciment par mètre cube au minimum) ou en mortier maigre (150 kg de ciment par mètre cube au minimum) sera obligatoire.

Pose des panneaux isolants.

Une hygiène particulière doit être apportée à la pose des panneaux. Le nettoyage doit être réalisé avec soin, enlever les bavures de béton, de plâtre et mortier collées sur la dalle. Pour la pose d'une cheminée ne pas poser de panneaux isolants sous son emprise et se renseigner sur son poids, un doublement des poutres porteuses est peut-être nécessaire à cet endroit, à voir avec l'entrepreneur de maçonnerie ou l'architecte. Il ne doit pas non plus y avoir de panneaux sous une baignoire et un bac à douche.

Après le nettoyage, poser la bande périphérique, elle doit être mise partout où la chape est en contact avec les murs ou tout élément vertical. Des rouleaux de bande autocollante existent, les utiliser, ils sont plus pratiques. Ceci fait, commencer la pose des panneaux, de préférence du côté du mur extérieur. Avec des panneaux à languettes, les couper du côté du mur et veiller à commencer la pose de façon à n'avoir qu'à poser le panneau suivant sur le précédent et non à devoir le glisser dessous. Veiller aussi à bien coller les panneaux contre la bande périphérique de façon à avoir une bonne étanchéité. Pour la pose des panneaux simples, commencer aussi du côté du mur extérieur bien les serrer contre la bande et entre eux car ils n'ont pas de languettes. Faire d'abord la 1ère couche puis changer le sens de pose (Les panneaux font en général 1 m x 1,2 m) pour la 2ème couche de façon à n'avoir jamais 2 raccords qui se superposent. Apporter un soin tout particulier aux coupes qui seront réalisées, en utilisant une règle et un cutter.

Pose du film plastique et des panneaux de treillis.

La pose des panneaux isolant étant faite dans toutes les pièces, viens maintenant la pose du film plastique. Bien le poser à raz de la bande périphérique (en remontant bien évidemment sur celle-ci jusqu'à la dépasser) et le maintenir avec des clous et rondelles enfoncés dans la paroi. Un recouvrement de 0,10m minimum est nécessaire entre les différentes bandes de plastiques je conseille 0,30m. Le film doit être partout sur les panneaux isolants (à ne pas mettre sur les panneaux déjà plastifiés) et posé de façon à éviter les plis. Vient maintenant le tour du treillis. En premier lieu il faut savoir quel type de "pas" (VZ) il y aura dans chaque pièce. Il y a 2 types de treillis pour ces pas, le treillis de 10x10 pour le pas de 10 et de 20 et le treillis de 15x15 pour le pas de 15 et de 30. Bien réfléchir avant de couper les plaques de façon à avoir le moins de chutes possible. Pour la coupe, utiliser une pince monseigneur. Eviter la meuleuse car il y a le risque de faire des incrustations dans les vitrages et de percer le film plastique. Pour le raccordement des plaques entre elles il existe un fil de fer plastifié avec 2 boucles et la mise en oeuvre est à faire avec un outil spécial (une pompe), mais du fil de fer normal, recuit de préférence, d'un calibre de 0,8 à 1mm de diamètre fera très bien l'affaire. Veiller à bien replier les deux extrémités vers le bas pour éviter tout risque de blessures aux tuyaux. La zone de garde (**DTU 65.8**) des tubes par rapport aux murs finis est de 10cm et de 20cm des conduits de fumée et des foyers à feu ouvert, trémies ouvertes ou maçonnées.

Pose des collecteurs.

Les collecteurs doivent toujours être plus haut que les boucles du plancher chauffant. Leur trouver une place discrète par exemple dans un placard, de préférence au milieu de toutes les pièces pour une meilleure répartition des circuits de façon à éviter les trop longues conduites de raccordement et les conduites de distribution. Le collecteur le plus bas (généralement celui du retour) doit se trouver à environ 0,50 m du sol brut pour faciliter le raccordement. Ils doivent être munis d'une vanne d'arrêt, d'un purgeur manuel, d'une vanne de vidange (non pour la vidange mais pour faire chuter la pression le cas échéant et pour les rinçage futurs) et accessoirement, d'un thermomètre. En général ces accessoires sont livrés avec les collecteurs, collecteurs qui sont spécifiques au plancher chauffant, car ils permettent un réglage individuel et un isolement des différentes boucles. La plupart des collecteurs ont la possibilité de recevoir des vannes électriques commandées par des thermostats d'ambiance individuels (par pièce) mais ces derniers ne sont pas d'une grande utilité quand on sait l'inertie d'un plancher chauffant (de 2 à 4 heures).

Traçage, pose des clips et des tubes.

Tout d'abord, la longueur des tuyaux doit avoir été définie par calcul (voir exemple plus bas). Il faut savoir qu'une boucle de chauffage ne doit pas comporter de raccords intermédiaires (la boucle doit être d'une seule pièce), ne doit pas passer sous un WC ou un bidet sauf s'ils sont suspendus (risque de percement des tuyaux au moment de la pose de ces derniers) et doit commencer par la périphérie des pièces et en 1^{er} les murs extérieurs et bien entendu, les murs les plus froids.

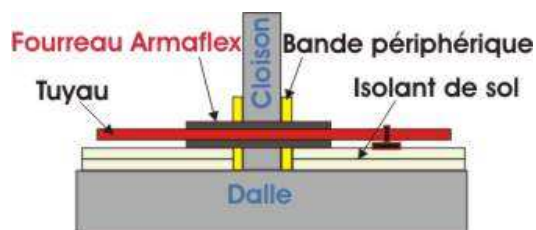
Un traçage à l'aide de bombes de couleur (rouge pour le départ et bleu pour le retour, voir photo) facilite grandement la mise en place des clips et des tubes.



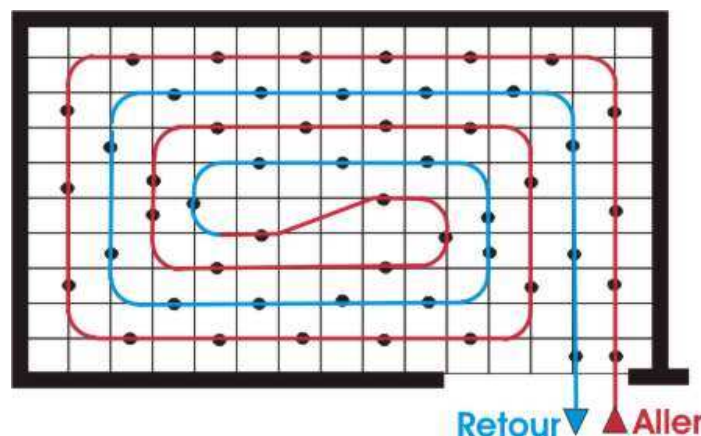
Tracer d'abord le cheminement du tuyau de départ en partant du collecteur, laisser une place pour le tuyau du retour. il faut donc tracer un non l'autre. Arrivé au centre de la pièce, matérialiser la boucle et changer de couleur (bleu) puis tracer le tuyau de retour jusqu'au collecteur, il faut passer entre le tracé des tuyaux de

départ. Les conduites qui vont et viennent d'une pièce et qui passent dans une autre doivent être posées avec le même pas que la pièce qu'elles traversent, elles sont les conduites de distributions de la pièce traversée. Tracer toutes les pièces avant de commencer la pose des clips de façon à pouvoir rectifier le cas échéant. Viens la pose des clips (pour les grilles sur treillis ou les prés tracés). Ils doivent être posés régulièrement à un espace d'environ 30 à 35cm les uns des autres et un peu plus près au niveau des coudes. Pour ces derniers mettre 2 clips de part et d'autre du coude à 10cm d'espacement et faire attention à ne pas avoir un rayon trop serré. Le rayon intérieur de courbure des tubes doit être supérieur ou égal à 7 fois la valeur du diamètre extérieur du tube (11cm pour du 13x16 et 14cm pour du 16x20). La bonne solution est de mettre d'abord tous les clips des coudes et de remplir ensuite.

Il faut savoir que pour toute traversée de mur, passage de porte, passage de joint de fractionnement (**DTU 65.8**) entre deux chapes, les tuyaux doivent être protégés par une gaine en mousse genre Armaflex dépassant de 30 cm de chaque côté. Ceci sert à la dilatation du tuyau et à éviter son cisaillement dû à la dilatation des chapes. Attention, seul les conduites Aller et retour peuvent traverser un joint de dilatation, ceci est interdit pour le serpent. Une boucle de part et d'autre du joint sera à faire pour éviter cela.



Pour la pose proprement dite du tuyau, il faut partir des collecteurs (qui doivent être posés en 1^{er}) par le tuyau de départ et commencer par l'extérieur de la couronne (**DTU 65.8**). Pour l'esthétique et la bonne qualité du travail, utiliser des courbes et tubes IRO (isolant rigide ordinaire), Ø 25 extérieur pour le retube de 16x20 et Ø 20 pour le retube de 13x16 ceci pour le passage de la partie verticale à la partie horizontale. Couper le bout du retube en biseau et, à l'aide d'un lubrifiant (pour le passage des fils électriques dans les gaines), enfiler le retube dans la courbe, ça force un peu mais ça passe. Ensuite, enfiler la partie qui monte vers le collecteur dans un bout de tube IRO, celui-ci, une fois emboîté dans la courbe, doit arriver à environ 8 cm du raccord du collecteur, couper le retube le plus droit possible puis le raccorder au collecteur avec le raccord approprié ceci fait, attacher les coude au treillis à l'aide de fil de fer et commencer à dérouler la couronne en mettant le tuyau dans les clips ou dans les plots. La boucle doit tourner en colimaçon de l'extérieur vers le centre et revenir. Pour le retour, revenir vers le collecteur, prendre la mesure avec un peu de marge, couper l'extrémité en biseau et procéder de la même façon que pour le départ.



Avant la chape, le plancher chauffant doit être mis sous une pression minimale de 10 Bars. Pour cela, penser à fermer les vannes des collecteurs pour ne pas risquer d'endommager les appareils installés en amont. L'épaisseur de chape est fonction des joints de fractionnement (**DTU 65.8**). Si la chape est une chape traditionnelle, poser le quadrillage anti-retrait, celui-ci doit avoir une maille minimale de 50x50 mm et une masse minimale de 650 g/m².

La mise en chauffe de la chape ne peut s'effectuer avant 14 jours, l'idéal étant environ 21 jours (**DTU 65.8**). Le démarrage doit être très progressif, il doit s'étaler sur une dizaine de jour pour atteindre la température de consigne. La pose des revêtements se fait après une chauffe de quinze jours environ et arrêt de celle-ci. Si l'installation est mixte, plancher + radiateurs, les radiateurs peuvent être en chauffe. s'assurer que la résistance thermique haute des revêtements n'excède pas 0,15 m²/W/K, éviter donc les moquettes trop épaisses. Pour les carrelages ou tout autre revêtement, utiliser une colle adaptée pour absorber la dilatation et le retrait de la chape. Les carreaux et parquets ne doivent pas toucher les murs ou tout élément vertical, ils doivent être contre la bande périphérique qui sera ensuite arasée (le vide sera dissimulé par la plinthe) La plinthe ne doit pas être en contact avec le sol (carrelage ou parquet), un vide d'environ 5 mm sera alors laissé et il sera comblé par un joint en élastomère périphérique.

Une fois tous les tubes en place, faire des photos en posant, si possible, un mètre bicolore sur les tuyaux de façon à savoir plus tard où ils se trouvent.

Faire des plans de recollement pour toutes les conduites encastrées. Ceci est assez fastidieux car ils doivent être le plus précis possible mais cela sera très utile lors des aménagements futurs.

Le débit de fluide caloporteur.

Le réglage des débits est très important mais malheureusement très souvent négligé et il en découle des problèmes de bruits, de surchauffe, etc...

Les émissions thermiques hautes, ou émissions surfaciques, dépendent de l'écart moyen des températures (DeltaT) (température moyenne du fluide - température de la pièce). La température moyenne du fluide dépend de la chute de température à la sortie de la boucle et la chute, quand à elle, dépend du débit du fluide caloporteur. Plus le débit est grand, plus la chute est faible donc plus grand sera l'écart moyen des températures, ce qui induit des émissions thermiques plus importantes.

Les résultats obtenus après calculs (voir exemple plus bas) indiquent le débit nécessaire à la boucle pour avoir les émissions requises en fonction de la température de départ et de la chute choisie. Si un revêtement futur est prévu, en attendant sa pose, le débit devra être freiné pour éviter une trop grande émission thermique. Dans le cas où une faible valeur est obtenue, elle est due au fait que les émissions nécessaires sont légèrement inférieures aux émissions utilisées. Ce petit débit supplémentaire peut être laissé en l'état pour servir de marge, il réduira légèrement la chute de température du fluide.

Le débit total sera à prendre en compte pour le choix du circulateur et ceci en fonction de la perte de charge totale du circuit le plus défavorisé, Départ/Retour chaudière. Si le circulateur est imposé (fourni avec la chaudière) il y a lieu de contrôler que la perte de charge totale ne dépasse pas la HM du circulateur pour le débit total nécessaire.

Note : l'échange thermique est plus important si le régime du fluide est turbulent ($Re > 2320$) il est possible de vérifier si le régime est turbulent en utilisant la formule empirique suivante :

$$Dm = D / di$$

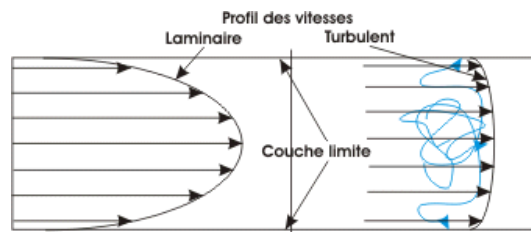
Dm en litres/h par mètre de diamètre de conduite (l/h.m).

D étant le débit en litres/h et di le diamètre intérieur du tube en mètre.

Le rapport doit être supérieur ou égal à 3300 l/h.m (pour $Re = 2321$, le nombre est de 3292 l/h.m). Soit pour du 13x16, le débit minimal est de $0,013 \times 3300 = 42,9$ l/h et pour du 16x20, $0,016 \times 3300 = 52,8$ l/h.

Afin de s'assurer un débit en régime turbulent, il peut être nécessaire de réduire la surface chauffante, ce qui obligera une augmentation du débit afin de développer la puissance thermique nécessaire pour couvrir les déperditions thermiques de la pièce. Il faut, pour ceci, procéder par approximations successives jusqu'à ce que le débit est un régime turbulent ($D / di \geq 3300$ l/h.m) tout en maintenant la puissance thermique nécessaire.

Dans un écoulement en régime laminaire, les molécules suivent un cheminement pratiquement parallèle au sens du courant, leur vitesse étant décroissante du centre vers la périphérie où la vitesse du fluide est presque nulle (couche limite). Il en résulte donc une réduction de l'échange thermique des lignes de courant situées au centre du tube vers la couche limite contrairement où, en régime turbulent, les molécules exécutent des mouvements désordonnés dans toutes les directions (d'où l'augmentation significative des pertes de charge) ce qui ramène, à un moment donné, toutes les molécules en contact avec la paroi du tube. Du fait de ce désordre, le profil des vitesses s'en trouve plus aplati. Voir croquis ci-dessous :



Pour le cas où le débit doit être réduit à cause d'un changement futur du revêtement de sol, et en attendant la pose de celui-ci, il est possible de réduire un peu moins le débit afin de compenser ce manque d'échange thermique.

Les émissions thermiques.

Les émissions thermiques (ou calorifiques) sont générées par rayonnement et par convection par la dalle chauffante (principalement par rayonnement). Ces émissions sont calculées par rapport aux besoins de la pièce (déperditions thermiques). Elles sont fonction de très nombreux paramètres comme le pas, la résistance thermique du revêtement, l'épaisseur de l'isolant, l'écart moyen des températures, etc...

Emissions nécessaires.

Les émissions nécessaires sont les émissions moyennes en Watts par mètre carré de surface utile et par degré d'écart entre la température moyenne du fluide et celle de la pièce, $W/(m^2.K)$, qu'il est nécessaire d'avoir pour couvrir les déperditions corrigées de la pièce. Si la pièce comporte une zone de bordure, les émissions de cette zone dont la surface et le pas sont définis de façon arbitraire devront être déduites aux déperditions corrigées pour obtenir les émissions nécessaires de la zone normale. Dans le cas où la charge calorifique (voir plus bas) de la pièce est trop importante pour que les émissions puissent la couvrir, un appoint thermique sera nécessaire.

Emissions de la zone de bordure.

Les émissions de la zone de bordure (élevée ou limite) en Watts par mètre carré et par degré, $W/(m^2.K)$, sont fonction du pas et de la surface choisi de façon arbitraire. Ces émissions thermiques sont à déduire des déperditions corrigées afin d'avoir les émissions nécessaires pour la zone normale.

Emissions utilisées en zone normale.

Les émissions utilisées en zone normale, sont les émissions nécessaires déduction faite : des émissions de la zone de bordure si il y a, et des émissions des conduites de distributions si il y a aussi. Dans le cas où les émissions thermiques nécessaires sont supérieures aux émissions maximale qu'il est possible d'obtenir avec un pas VZ10 (pas le plus étroit utilisé en zone normale), les émissions maximales possible seront à utiliser (le pas sera donc un VZ10) et un appoint thermique devra être installé dans la pièce pour pouvoir couvrir les déperditions calorifiques. La salle de bains se trouve souvent dans ce cas car la charge calorifique (voir ci-

dessous) est trop importante du fait que les emprises (douche, baignoire, etc..) réduisent considérablement la surface utile.

La pièce de référence.

La pièce de référence est la pièce qui a la charge calorifique la plus élevée de l'étude (l'étude étant la totalité des pièces). Elle est la pièce qui doit être calculée en 1er afin de déterminer la température de départ du fluide caloporteur. Pour pouvoir couvrir les déperditions corrigées de la pièce, la chute de température du fluide peut être égale à 5°C ce qui augmentera l'écart moyen des températures ($T_m - T_i$) dont dépendent directement les émissions thermiques. Ceci peut conduire, pour ne pas dépasser la perte de charge disponible aux collecteurs, à prévoir plusieurs boucles (pour le 13x16, longueur maxi = 120m, pour le 16x20, longueur maxi = 160m). Le choix de la température de départ du fluide doit être défini de façon itérative (dans ce cas, l'aide d'un outil informatique est très utile) afin qu'elle soit le plus bas possible de façon à avoir le meilleur rendement possible. Il y a 2 points de départ possible :

- température assez basse, environ 30 à 35°C puis augmenter jusqu'à ce que les émissions couvrent les déperditions corrigées (point où aucun appoint thermique n'est nécessaire)
- température assez haute, environ 45 à 50°C puis diminuer jusqu'à ce que le pas soit un VZ10 et qu'aucun appoint thermique ne soit nécessaire.

Il faut savoir que le pas doit systématiquement être un VZ10 pour obtenir la température de départ la plus basse possible (plus il y a de concentration de tube, plus il y a d'émissions thermiques). En zone normale le pas le plus étroit est le VZ10.

La température de départ ainsi obtenue, sera commune à toute l'étude.

La charge calorifique.

La charge calorifique est le rapport des déperditions corrigées à la surface utile de la pièce (surface qu'occupera la grille chauffante) elle s'obtient de la manière suivante :

$$C_c = \text{Dec} / A, \text{ en } W/m^2$$

Dec = déperditions thermiques corrigées de la pièce, en W

Dec s'obtient en déduisant aux déperditions thermiques de la pièce les apports par le plafond et les déperditions du plancher qui elles sont neutralisées par les émissions des tubes chauffants. Les émissions vers le bas de ces tubes seront à prendre en compte pour le calcul du débit.

A = surface utile (surface brute - surface des emprises) de la pièce, en m²

Les pertes de charge.

Les pertes de charge doivent être calculées afin de pouvoir équilibrer les différentes boucles les unes par rapport aux autres.

Pour équilibrer les boucles il faut tout d'abord trouver celle qui est la plus défavorisée, en général la plus longue, calculer sa perte de charge totale, perte de charge qui sera celle de référence, et ensuite, après calcul des pertes de charge des autres boucles, définir les pertes de charge artificielles de façon à ce que la perte de charge totale (perte de charge propre à la boucle + perte de charge artificielle) soit égale à la perte de charge de référence.

Pour le calcul des pertes de charge, il est possible d'utiliser la formule empirique suivante, elle comprend les pertes de charge linéiques et singulières (coudes + collecteurs) :

$$\Delta P = (425 \times (D^{1,75} / d_i^{4,75}) + 1,3 \times p \times (V^2 / (2 \times g))) \times L_g$$

La partie gauche de l'équation représente les pertes de charge linéiques $[(425 \times (D^{1,75} / d_i^{4,75})]$ en mmCE/m, et la partie de droite, les pertes de charge singulières $[1,3 \times p \times (V^2 / (2 \times g))]$ en mmCE/m, ce qui correspond à un rapport J/Z d'environ 70/30%.

DeltaP en mmCE

D = débit en l/h

d_i = diamètre intérieur en millimètre

p = masse volumique du fluide en kg/m³ (pour l'eau voir [tableau](#) à la page Formules/Tableaux)

V = vitesse du fluide en m/s obtenue de la manière suivante :

$$V = 4 \times D / (3,6 \times \text{Pi} \times d_i^2). \text{ Pi} = 3,141592$$

g = accélération de la pesanteur, 9,81 m/s²

L_g = longueur totale du circuit (boucle + conduites de raccordement)

Maintenant, pour avoir une perte de charge plus précise, il est préférable d'utiliser les formules de la page

[Formules/Tableaux](#)




Conduite des calculs.

Viens maintenant la conduite proprement dite des calculs pour le dimensionnement des grilles chauffantes. Pour effectuer ces calculs dans de bonnes conditions, le traçage d'un tableau est conseillé pour faciliter la compréhension (un outil informatique comme le programme "Emidal" ou encore le classeur Excel "Plancher.xls" facilitent grandement ces calculs). Pour une meilleure compréhension, un exemple numérique va être utilisé. Le tableau doit avoir les colonnes numérotées et titrées. Ci-dessous, est indiqué en bleu le N° des colonnes et en rouge foncé le titre des colonnes. (pour des raisons d'affichage de la page, le tableau est en lignes). Tracer un tableau de 40 colonnes, sur la 1ère ligne inscrire les numéros et sur la 2ème les titres la 3ème peut être utilisée pour les symboles. Laisser une ligne vide et à partir de la 5ème entrer les valeurs.

Pour débiter les calculs proprement dit, il faut calculer la charge calorifique de chaque pièce, hormis les salles de bains et WC, de façon à trouver la pièce de référence et ensuite définir la température de départ du fluide caloporteur pour une chute d'environ 5°C. Attention, pour le calcul de la charge calorifique, ce sont les déperditions corrigées qui doivent être utilisées, rappel : Dec = De - Q_p - D_p.

Une fois la température de départ du fluide définie, il suffira de calculer les autres pièces comme dans l'exemple ci-

dessous en choisissant une chute de température du fluide dans la mesure du possible identique pour toutes les pièces (ce qui n'est pas une obligation) et qui peut être d'environ 8°C.

 **Éléments de base nécessaires au calcul.**

- Les déperditions thermiques de la pièce (voir les pages traitant des **déperditions thermiques**).
- Les déperditions thermiques du plancher.
- Résistance thermique du revêtement du sol actuel (celui qui va être mis en place tout de suite après la chape).
- Résistance thermique du revêtement du sol futur (celui qui risquera de venir en remplacement à plus ou moins long terme).
- Température de départ du fluide caloporteur.
- Température souhaitée dans la pièce.
- Chute de température du fluide.
- Surface totale de la pièce.
- Surfaces des emprises.
- Longueurs des conduites de raccordement.
- Longueurs des conduites de distribution.
- Surface de la partie du panneau en charge élevée ou limite (si il y a).
- Surface du panneau de la pièce du dessus si elle possède un plancher chauffant (émissions vers le bas).
- La perte de charge de référence.

N°	Titres	Symbole	Explications
1	Ti	°C	Température d'ambiance de la pièce
2	Td	°C	Température de départ du fluide caloporteur
3	Chute	°C	Chute de température entre le départ et le retour
4	Tm	°C	Température moyenne du fluide caloporteur Col2 - (Col3 / 2)
5	A	m ²	Surface brute de la pièce
6	A _e	m ²	Surface des emprises éventuelles
7	A _u (grille)	m ²	Surface utile (surface qui va être utilisée pour la grille chauffante)
8	A _b	m ²	Surface de l'éventuelle zone de bordure
9	A _n	m ²	Surface de la zone normale Col7 - Col8
10	A _p	m ²	Surface du panneau chauffant se trouvant au dessus de la pièce
11	De	W	Déperditions thermiques totales de la pièce
12	Dp	W	Déperditions thermiques du plancher de la pièce
13	Qp	W	Apport par le plafond suivant l'épaisseur de l'isolant de sol Col10 x Valeur (tableau4) (pour exemple épaisseur isolant 3cm valeur=6,60)
14	E _{vb}	W	Emissions thermiques vers le bas suivant l'épaisseur de l'isolant de sol Col7 x Valeur (tableau4) (pour exemple épaisseur isolant 6cm valeur=3,44)
15	Dec	W	Déperditions corrigées de la pièce Col11 - (Col12 - (Col12 x (Col6 / Col5))) - Col13
16	L _r	m	Longueur des conduites de raccordement
17	L _d	m	Longueur des conduites de distribution (conduites de passages)
18	QL _r	W	Emissions thermiques des conduites de raccordement Col16 x (Col4 ² x Ce) (Ce=0,0072 si diamètre du tube = 13x16 et 0,0075 si diamètre du tube = 16x20)
19	QL _d	W	Emissions thermiques des conduites de distribution Col17 x (Col4 ² x Ce) (Ce=0,0072 si diamètre du tube = 13x16 et 0,0075 si diamètre du tube = 16x20)
20	Dec _u	W	Déperditions corrigées utilisées pour le dimensionnement de la grille chauffante Col15 - Col19
21	Rth _A	m ² .K/W	Résistance du revêtement de sol actuel
22	Rth _F	m ² .K/W	Résistance du revêtement de sol futur
23	Rth _u	m ² .K/W	Résistance du revêtement de sol utilisée pour les calculs (Rth la plus élevée) Col21 ou Col22
24	Uh _{Zb} _{RthF}	W / (m ² .K)	Emissions thermiques hautes de la zone de bordure pour la Rth utilisée en fonction du pas choisi (pour l'exemple, VZ10 choisi arbitrairement)
25	Uh _{Zb}	W	Emissions thermiques totales de la zone de bordure Col24 x (Col4 - Col1) x Col8
26	Uh _{Zn} _{Ne}	W / (m ² .K)	Emissions thermiques nécessaire en zone normale (Col20 - Col25) / Col9 / (Col4 - Col1)
27	Uh _{Zn} _u	W / (m ² .K)	Emissions thermiques utilisées en zone normale (Tableau1 en fonction de la Rth la plus élevée Col23 , prendre la valeur immédiatement supérieure)
28	VZ _{Zb}	cm	Pas défini de façon manuelle en zone de bordure (pour l'exemple, VZ10)
29	VZ _{Zn}	cm	Pas défini par les émissions utilisées en zone normale Col27 et Tableau1 (pour l'exemple, pour une Rth de 0,12 m ² .K/W, 3,56 donne VZ20)
30	Lg _B	m	Longueur de tube en zone de bordure en fonction du pas (Col28) Col8 x m/m ² (m/m ² = Tableau3 pour l'exemple VZ10 donne 10m)
31	Lg _N	m	Longueur de tube en zone normale en fonction du pas (Col29) Col9 x m/m ² (m/m ² = Tableau3 pour l'exemple VZ20 donne 5m)
32	Lg	m	Longueur totale de la boucle Col16 + Col30 + Col31 - Col17
33	T _{pr} _B	°C	Température superficielle du sol en zone de bordure (Col24 / 11,6 x (Col4 - Col1) + Col1) x 1,02
34	T _{pr} _N	°C	Température superficielle du sol en zone normale (Col27 / 11,6 x (Col4 - Col1) + Col1) x 1,02
			Débit total du circuit (Col14 + Col18 + Col20) / (Col3 x 1,1628 x p) p = masse

35	D	l/h	volumique du fluide en fonction de sa température en kg/l (pour l'exemple 36°C donne 0,99498)
36	DF _{RthA}	l/h	Débit à freiner pour le revêtement actuel. Le débit doit être calculé de façon itérative sur la chute de température du fluide. (voir explications plus bas).
37	DeltaP	mmCE	Perte de charge du circuit $(425 \times (\text{Col35}^{1,75} / d_i^{4,75}) + 1,3 \times p \times ((4 \times \text{Col35} / (3,6 \times \text{Pi} \times d_i^2))^2 / (2 \times 9,81))) \times \text{Col32}$
38	DeltaP_A	mmCE	Perte de charge artificielle à créer, DeltaP de référence - Col37
39	Q _{Rtha}	W	Appoint thermique nécessaire avec le revêtement actuel. Col15 - $((\text{Em}_b \times \text{Col8}) + (\text{Em}_n \times \text{Col9})) \times (\text{Col4} - \text{Col1})$ [Em_b = tableau1 en fonction de la Rth Col21 et du VZ Col28] [Em_n = tableau1 en fonction de la Rth Col21 et du VZ Col29]
40	Q _{RthF}	W	Appoint thermique nécessaire avec le revêtement futur. Col15 - $((\text{Em}_b \times \text{Col8}) + (\text{Em}_n \times \text{Col9})) \times (\text{Col4} - \text{Col1})$ [Em_b = tableau1 en fonction de la Rth Col22 et du VZ Col28] [Em_n = tableau1 en fonction de la Rth Col22 et du VZ Col29]

Explications.

- **Col1** Température souhaitée dans la pièce (température d'ambiance).
- **Col2** Température de départ du fluide qui a été définie par rapport à la pièce de référence.
- **Col3** Chute de température entre le départ et le retour, peut être prise égale à 8°C.
- **Col4** Température moyenne du fluide qui sert à définir, entre autre, l'écart moyen des températures dont dépendent les émissions thermiques.
- **Col5** Surface brute de la pièce sans aucune déduction car les déperditions sont prises en compte pour définir les déperditions corrigées le sont au prorata de la surface de la grille chauffante.
- **Col6** Surface des emprises (cheminée, baignoire, douche, cuisine aménagée, etc...).
- **Col7** Surface qui va être utilisée pour la grille chauffante.
- **Col8** Surface éventuelle de la zone de bordure. Inscrive 0 si il n'y en a pas.
- **Col9** Surface de la zone normale, reporter la surface utile si il n'y a pas de zone de bordure.
- **Col10** Surface de la grille chauffante se trouvant au dessus de la pièce. Inscrive seulement la surface commune aux deux pièces.
- **Col11** Déperditions thermiques totales de la pièce.
- **Col12** Déperditions thermiques du plancher de la pièce. Déperditions qui seront déduites, au prorata de la surface utilisée par la grille chauffante, aux déperditions totales car elles sont neutralisées par les émissions des tubes chauffants.
- **Col13** Apport thermique par le plafond car il y a un rayonnement vers le bas dû aux émissions vers le bas des tubes chauffant de la pièce située au dessus. Ces émissions sont fonction de l'épaisseur de l'isolant de sol de la pièce de dessus et dont les valeurs sont indiquées dans le **tableau4**.
- **Col14** Emissions thermiques vers le bas de la grille chauffante qui sont fonction de l'épaisseur de l'isolant de voir tableau4.
- **Col15** Déperditions corrigées qui sont obtenues en déduisant aux déperditions totales, les déperditions du plancher au prorata de la surface occupée par la grille chauffante et les apports thermiques du plafond.
- **Col16** Longueur des conduites de raccordement, conduites qui partent des collecteurs et qui vont jusqu'au début de la boucle.
- **Col17** Longueur des conduites de distributions (traversantes ou de passages) conduites qui passent dans la pièce pour alimenter la boucle d'une pièce voisine. Elles sont les conduites de raccordement de la pièce voisine.
- **Col18** Emissions thermiques des conduites de raccordement qui vont servir au calcul du débit total de la boucle, pour couvrir ces émissions thermiques, doit être rajouté au débit de la boucle.
- **Col19** Emissions thermiques des conduites de distribution. Emissions qui vont être déduites aux déperditions corrigées afin de connaître la puissance effective pour le dimensionnement de la grille chauffante.
- **Col20** Déperditions corrigées qui vont servir à obtenir les émissions thermiques nécessaires pour le dimensionnement de la grille chauffante.
- **Col21** Résistance thermique du revêtement de sol actuel, c'est à dire celui qui va être installé en 1er. Si la résistance n'est pas connue, celles indiquées dans le **tableau2** peuvent être utilisées.
- **Col22** Résistance thermique du revêtement de sol futur, c'est à dire celui qui sera installé dans le futur lors d'une transformation. Si la nature du revêtement de sol futur n'est pas connue, dans ce cas il faut prendre la valeur la plus défavorable donc 0,15 m².K/W.
- **Col23** Résistance du revêtement de sol utilisée pour le dimensionnement de la grille chauffante. Il faut utiliser la résistance la plus élevée, en général la résistance du revêtement futur, et une diminution du débit sera à faire en attendant la pose de celui-ci.
- **Col24** Emissions thermiques de la zone de bordure en fonction de la résistance du revêtement utilisée (R_{thU}) en W/(m².K). Ces émissions sont fonction du pas VZ choisi arbitrairement et de la surface définie pour cette zone. Les émissions thermiques en Watts par m² et par degrés K sont à récupérer dans le **tableau1** en fonction du pas VZ de la résistance utilisée (R_{thU}).
- **Col25** Emissions thermiques de la zone de bordure qui vont être déduites aux déperditions corrigées (**Col20**) pour pouvoir définir le pas VZ de la zone normale.
- **Col26** Emissions thermiques en W/(m².K) nécessaire en zone normale pour pouvoir couvrir les déperditions.
- **Col27** Emissions thermiques utilisées pour la zone normale qui sont à récupérer dans le tableau1 en fonction de la résistance du revêtement utilisée (R_{thU}) en W/(m².K). Il faut prendre la valeur immédiatement supérieure.
- **Col28** Pas VZ défini arbitrairement pour la zone de bordure si il y a, sinon ne rien inscrire.
- **Col29** Pas défini par les émissions utilisées en zone normale (**Col27**) et le Tableau1. En fonction des émissions thermiques en W/(m².K) prendre le pas indiqué dans la colonne de gauche du tableau1 (pour l'exemple, pour un R_{th} de 0,12 m².K/W, 3,56 donne un VZ20).
- **Col30** Longueur de tube en zone de bordure en fonction du pas défini de façon manuelle (**Col28**) multiplier la surface $A_b \times m/m^2$ ($m/m^2 = \text{Tableau3}$ pour l'exemple VZ10 donne 10m par m²)

- **Col31** Longueur de tube en zone normale en fonction du pas (colonne 29) multiplier la surface $A_n \times m/m^2$ (m = Tableau3 pour l'exemple VZ20 donne 5m par m^2)
- **Col32** Longueur totale du circuit, ajouter la longueur des conduites de raccordement (**Col16**), la longueur de boucle en zone de bordure (**Col30**), la longueur de la boucle en zone normale (**Col31**) et déduire la longueur de conduites de distribution (**Col17**).
- **Col33** Température superficielle du sol en zone de bordure qui ne doit pas dépasser les 28°C pour une température de la pièce de 19°C.
- **Col34** Température superficielle du sol en zone normale qui ne doit pas non plus dépasser les 28°C.
- **Col35** Débit total du circuit qui doit comprendre les émissions vers le bas (**Col14**), les émissions des conduite raccordement (**Col18**), les déperditions corrigées (**Col20**) et ceci afin d'avoir tout le débit nécessaire à la grille chauffante afin qu'elle puisse avoir les émissions thermiques qui ont été calculées pour couvrir les déperditions. Débit que l'on appelle "débit d'équilibre thermique".
- **Col36** Débit à freiner pour le revêtement actuel. C'est le débit à freiner en attendant la pose du revêtement fi pour éviter une surchauffe de la pièce. C'est ici que se trouve la difficulté de l'étude car le débit à freiner doit être trouvé par itération sur la chute de température du fluide. Comme point de départ d'itération, il est possible de prendre la chute de température définie pour la pièce (**Col3**).
Tout d'abords, il faut récupérer les émissions thermiques en fonction de la R_{th} actuelle et du VZ de chaque zone multiplier par leurs surfaces respectives, ensuite, les additionner entre elles puis les multiplier par l'écart moyen températures. A ce résultat, il faut déduire, et les déperditions corrigées auxquelles ont été déduite les émissions des conduites de distribution (**Col20**) et les émissions vers le bas (**Col14**) ainsi que les émissions des conduite: raccordement (**Col18**), ce qui va donner les émissions thermiques superflues. Il faut maintenant trouver le débit correspond à ces émissions thermiques superflues. La formule complète est la suivante :

$$D_{Sup} = ((([\text{émissions Tableau1 en fonction Col21 et Col28}] \times \text{Col8} + [\text{émissions Tableau1 en fonction Col21 et Col29}] \times \text{Col9}) \times (\text{Col4} - \text{Col1})) - (\text{Col20} + \text{Col14} + \text{Col18}) / (\text{Chute_Itérée} \times 1,1628 \times p).$$
Pour obtenir le débit restant en fonction de la chute, il faut utiliser la formule suivante :

$$D_{Restant} = (\text{Col14} + \text{Col18} + \text{Col20}) / (\text{Chute_Itérée} \times 1,1628 \times p).$$
Pour obtenir le débit à freiner (D_{Sup}) (ce qui indique la fin de l'itération avec 2 décimales) il faut que $D_{Restant}$ soit égal à : Débit total (**Col35**) - D_{Sup} . Dans ce cas, un outils informatique tel que le classeur Excel **Itération.xls** est très utile.
- **Col37** Perte de charge du circuit en mmCE calculée d'après la formule :

$$(425 \times (\text{Col35}^{1,75} / di^{4,75}) + 1,3 \times p \times ((4 \times \text{Col35} / (3,6 \times \text{Pi} \times di^2))^2 / (2 \times 9,81))) \times \text{Col32}.$$
[$4 \times \text{Col35} / (3,6 di^2)$] étant bien entendu la vitesse du fluide.
- **Col38** Perte de charge artificielle à créer. La perte de charge artificielle à créer est obtenue en déduisant la propre au circuit à celle de référence. Comme on ne sait pas toujours quel sera le circuit qui sera le plus long et qui aura la perte de charge la plus élevée, la perte artificielle de chaque circuit pourra être définie à la fin de l'é
- **Col39** Appoint thermique nécessaire si les émissions ne couvrent pas les déperditions de la pièce avec le revêtement actuel. L'appoint s'obtient en déduisant aux déperditions les émissions thermiques des 2 zones. En fonction de la R_{th} du revêtement actuel et des pas VZ de chaque zone. Rechercher dans le tableau1 les émissions thermiques (U_{h_b} et U_{h_n}) en $W/(m^2.K)$ puis les multiplier par leur surface respective et ensuite par l'écart moyen températures :

$$\text{Col15} - (((U_{h_b} \times \text{Col8}) + (U_{h_n} \times \text{Col9})) \times (\text{Col4} - \text{Col1}))$$
Si le résultat obtenu est négatif alors aucun appoint thermique n'est nécessaire avec le revêtement actuel.
- **Col40** Appoint thermique nécessaire si les émissions ne couvrent pas les déperditions de la pièce avec le revêtement futur. Idem que ci-dessus mais avec la R_{th} du revêtement futur :

$$\text{Col15} - (((U_{h_b} \times \text{Col8}) + (U_{h_n} \times \text{Col9})) \times (\text{Col4} - \text{Col1}))$$
Si le résultat obtenu est négatif alors aucun appoint thermique n'est nécessaire avec le revêtement futur.

Exemple numérique.

Le diamètre du tube est du 16x20, la perte de charge de référence est de 600 mmCE et la masse volumique de est de 994,98 kg/m^3 (0,99498 kg/l) pour une température moyenne de l'eau de 36°C. Voir le tableau à la page **Formules/Tableaux** pour d'autres températures.

- **Col1** 16 °C
- **Col2** 40 °C
- **Col3** 8 °C
- **Col4** $40 - (8 / 2) = 36$ °C
- **Col5** 16 m^2
- **Col6** 3 m^2
- **Col7** $16 - 3 = 13$ m^2
- **Col8** 4 m^2
- **Col9** $13 - 4 = 9$ m^2
- **Col10** 4 m^2
- **Col11** 1250 W
- **Col12** 320 W
- **Col13** $6,60 \times 4 = 26,4$ W
- **Col14** $3,44 \times 13 = 44,72$ W
- **Col15** $1250 - (320 - (320 \times (3 / 16))) - 26,4 = 963,60$ W
- **Col16** 8 m
- **Col17** 4 m
- **Col18** $8 \times (36^2 \times 0,0075) = 77,76$ W
- **Col19** $4 \times (36^2 \times 0,0075) = 38,88$ W
- **Col20** $963,60 - 38,88 = 924,72$ W
- **Col21** 0,04 $m^2.W/K$
- **Col22** 0,12 $m^2.W/K$
- **Col23** 0,12 $m^2.W/K$ (la plus élevée des 2)

- **Col24** Avec VZ10, dans le tableau1 pour une Rth de 0,12 donne 4,03 W/(m².K)
 - **Col25** $4,03 \times (36 - 16) \times 4 = 322,40$ W
 - **Col26** $(924,72 - 322,40) / 9 / (36 - 16) = 3,35$ W/(m².K)
 - **Col27** Dans le tableau1, pour une Rth de 0,12 la valeur immédiatement supérieure à 3,35 W/(m².K) est 3,56 (m².K)
 - **Col28 VZ10**
 - **Col29** Dans le tableau1 colonne de gauche, pour une Rth de 0,12, 3,56 W/(m².K) donne un **VZ20**
 - **Col30** Dans le tableau3, un VZ10 donne 10m/m², $4 \times 10 = 40$ m
 - **Col31** Dans le tableau3, un VZ20 donne 5m/m², $9 \times 5 = 45$ m
 - **Col32** $8 + 40 + 45 - 4 = 89$ m
 - **Col33** $(4,03 / 11,6 \times (36 - 16) + 16) \times 1,02 = 23,40$ °C. Pour la Rth actuelle, elle sera de : $(5,97 / 11,6 \times (34,7173 - 16) + 16) \times 1,02 = 26,14$ °C (fonction de la chute itérée !)
 - **Col34** $(3,56 / 11,6 \times (36 - 16) + 16) \times 1,02 = 22,58$ °C. Pour la Rth actuelle, elle sera de : $(5,03 / 11,6 \times (34,7173 - 16) + 16) \times 1,02 = 24,60$ °C (fonction de la chute itérée !)
 - **Col35** $44,72 + 77,76 + 924,72 = 1047,20$ W. $1047,20 / (8 \times 1,1628 \times 0,99498) = 113,14$ l/h. Régime du fluide 113,14 / 0,02 = 5657, 5657 étant supérieur à 3300 l/h.m, le régime est turbulent.
 - **Col36** $(5,97 \times 4 + 5,03 \times 9) \times (36 - 16) = 1383$ W. $(1383 - 1047,20) / ((\text{Chute itérative} = 10,5654) \times 1,1628 \times 0,99498) = 27,471$ l/h. Régime du fluide, $(113,14 - 27,471) / 0,016 = 5354,31$, 5354,31 étant supérieur à 3300 l/h.m, le régime est encore turbulent.
- Vérification de la chute sur le débit restant :
- $D_{\text{Restant}} = 1047,20 / (1,1628 \times 10,5654 \times 0,99498) = 85,669$ l/h = $113,14 - 27,471 = 85,669$ l/h
- **Col37** $(425 \times (113,14^{1,75} / 16^{4,75}) + 1.3 \times 994,98 \times ((4 \times 113,14 / (3,6 \times 3,141592 \times 16^2))^2 / (2 \times 9,81))) \times 10^{-6} = 426,52$ mmCE
 - **Col38** $600 - 426,52 = 173,48$ mmCE
 - **Col39** $963,60 - ((5,97 \times 4 + 5,03 \times 9) \times (36 - 16)) = -419,4$ W
- Valeur négative donc aucun appoint nécessaire.
- **Col40** $963,60 - (((4,03 \times 4) + (3,56 \times 9)) \times (36 - 16)) = 0,4$ W
- Ici la valeur est positive mais insignifiante donc, pas d'appoint nécessaire.

Incertitude sur la température intérieure d'ambiance (Ti).

Il arrive parfois que les valeurs en notre possession pour le dimensionnement d'un plancher chauffant soient légèrement différentes de la réalité, soit à cause d'une erreur soit par modification en dernière minute. Pour certains paramètres, ceci peut avoir une incidence non négligeable sur la température intérieure des locaux. Les trois principaux paramètres sur lesquels une erreur peut être commise pouvant influencer la température intérieure sont :

- le débit (D)
- la longueur de la boucle (Lg)
- le coefficient de déperditions thermiques (H)

L'erreur qui peut être commise sur le débit, en l/h, est généralement due à deux raisons. La première, une certaine difficulté à régler le débit avec une assez bonne précision au niveau des organes de réglage des collecteurs. La seconde, à un mauvais calcul des pertes de charge ce qui va induire une valeur de débit erroné ne pouvant assurer l'apport d'énergie suffisant.

l'erreur qui peut être commise sur la longueur de tube, en m, est généralement due, soit à l'oubli d'une emprise d'un élément (baignoire, douche, cheminée, etc.), soit au rajout d'un élément ayant une emprise sur le sol et modifiant ainsi la surface disponible ce qui influence directement la longueur de la boucle donc, une modification du tracer et par là, une modification du coefficient surfacique Uh.

L'erreur sur le coefficient H, en W/K, est, quant à elle, due généralement à une erreur dans le calcul des déperditions thermiques, emploi de mauvais coefficients, oubli de ponts thermiques, etc.

Il y a un quatrième paramètre qui influence directement la température intérieure des locaux, c'est la température de départ du fluide chauffant (Td). Afin de ne pas rajouter encore à l'incertitude sur la température intérieure, on ne prend pas en compte ici ce paramètre car on estime que la régulation ajuste avec suffisamment de finesse cette température de départ. L'erreur est malgré tout possible et généralement due à un mauvais dimensionnement de la vanne mélangeuse qui rend instable la régulation et ceci, principalement dans la zone de fermeture (pour plus de précisions, voir la page "[Les accessoires](#)"). Une deuxième cause d'erreur sur la température de départ du fluide est la non prise en compte des déperditions thermiques des conduites alimentant les collecteurs, ces déperditions thermiques, selon la longueur de tube et si elles ne sont pas isolées, peuvent être non négligeable (voir la page "[Formule et tableaux](#)" pour le calcul des déperditions des conduites) ce qui aura une incidence sur la température du fluide à l'entrée de la grille. Cette perte thermique étant commune à toutes les boucles, il sera possible de la corriger en augmentant un peu la température de départ du fluide chauffant.

Dans ces conditions, il peut être intéressant de connaître l'impact que peut avoir telle ou telle erreur sur la température intérieure des locaux et ainsi apporter une éventuelle correction durant la phase de calcul. Une fois l'installation réalisée, il ne reste plus que deux paramètres qui vont permettre de corriger les erreurs éventuelles. Ces paramètres sont le débit et la température de départ du fluide chauffant, en sachant toutes fois qu'une modification de la température de départ entraîne automatiquement un déséquilibre des locaux initialement bien chauffés. Comme la puissance thermique n'est pas proportionnelle au débit, l'augmentation de débit peut être relativement importante pour corriger l'erreur et voir même inacceptable selon son impact sur les pertes de charge.

Il faut savoir que la température d'équilibre thermique des locaux est plus complexe à définir car les apports thermiques internes (occupants, éclairage, appareils électro-ménager, etc...) et externes (principalement solaires) jouent un rôle prépondérant sur la température intérieure des locaux. Ils ont une moindre importance sur les logements non isolés, mais avec le type d'isolation des logements actuels, ils modifient profondément cet équilibre thermique. Les calculs présentés ci-dessous n'intègrent pas les apports thermiques car ceux-ci sont assez difficile à

déterminer. Pour prendre en compte ces apports qui varient dans le temps, une régulation complémentaire individuelle peut être installée. Cette régulation agit sur le débit et ceci en fonction de la température intérieure du local. Il s'agit généralement, soit d'une vanne électrique située sur les collecteurs et commandée par un thermostat d'ambiance (une vanne et un thermostat par pièce), soit d'un robinet thermostatique intégré dans le mur de la pièce et intercalé dans la boucle.

■ Calcul de l'incertitude sur la température d'ambiance (T_i).

Les trois formules qui régissent la température d'équilibre thermique des locaux sont :

- pour les émissions thermiques, en W :

$$Q = U_h \times S \times (T_d - (Chute / 2) - T_i)$$

- pour la température intérieure d'ambiance, en °C :

$$T_i = Q / H + T_e$$

- pour la chute de température du fluide dans la boucle, en °C :

$$Chute = Q / (1,1628 \times D \times p)$$

Te étant la température extérieure, qui peut être celle de base pour le dimensionnement du plancher ou une température T pour un contrôle à un moment donné.

p étant la masse volumique de l'eau en kg/l

Ces trois formules sont étroitement liées les unes aux autres car dépendantes les unes des autres.

Afin de connaître les valeurs de l'équilibre thermique d'une pièce, l'utilisation d'un programme informatique est inévitable puisque les itérations portent, et sur la température intérieure et sur la chute de température du fluide, le contrôle de fin d'itération se faisant sur l'égalité des émissions thermiques et les déperditions thermiques. Un tableur comme Excel est très utile pour ce type de calcul mais la mise en place des formules en relation circulaire et en interdépendance est assez difficile car il est nécessaire "d'amorcer" le calcul par itération afin d'obtenir des résultats cohérents.

Pour calculer la température intérieure d'équilibre avec une erreur sur H, la formule utilisée dans le tableur est :

$$T_i = ((U_h \times S \times (T_d - (Chute / 2) - T_i)) / (H \times \%E_H)) + T_e$$

Celle utilisée pour la chute est :

$$Chute = (U_h \times S \times (T_d - (Chute / 2) - T_i)) / (1,1628 \times p \times D)$$

On remarque bien l'interdépendance des deux formules ci-dessus en plus de la référence circulaire intrinsèque à chacune d'elle.

$\%E_H$ étant le taux d'erreur sur le coefficient H

Pour avoir la température intérieure d'équilibre thermique, il est nécessaire d'intégrer, dans les formules précédentes, l'indice d'erreur de chaque paramètre. La formule devient alors :

$$T_i = ((U_h / (1 / VZ) \times (L_g \times \%E_{L_g}) \times (T_d - (Chute / 2) - T_i)) / (H \times \%E_H)) + T_e$$

$$Chute = (U_h / (1 / VZ) \times (L_g \times \%E_{L_g}) \times (T_d - (Chute / 2) - T_i)) / (1,1628 \times p \times (D \times \%E_D))$$

1 signifiant un indice d'erreur nul.

Le classeur Excel "**Plancher.xls**" comprend une feuille avec cette méthode de calcul par itérations successives.

Afin de se passer de ce type de calcul, il est possible de procéder d'une autre façon.

On ne perdra pas de vue que les formules qui vont être présentées ci-dessous sont des formules approchantes mais donnant malgré tout des résultats relativement précis ce qui est suffisant pour déceler l'impact d'une erreur sur la température d'équilibre thermique.

- Précisions sur la loi de la régulation centrale.

La température d'ambiance d'équilibre des locaux est donné par la relation suivante :

$$T_i = T_e / (1 + f) + T_d / (1 + 1 / f)$$

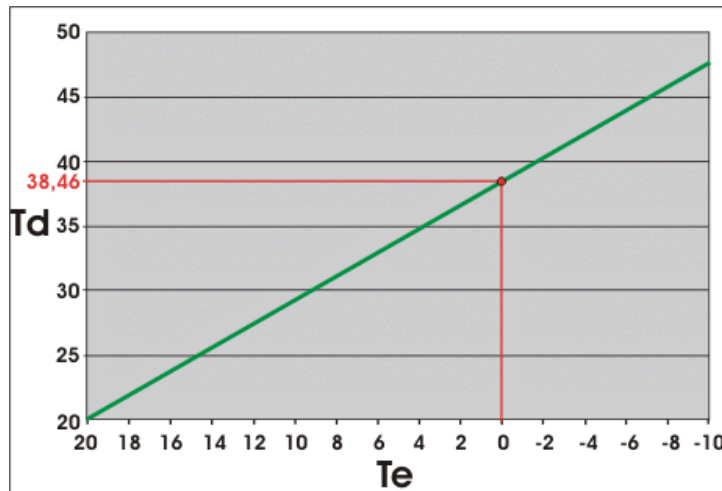
f étant le coefficient de régulation obtenu avec la formule :

$$f = (T_i - T_e) / (T_d - T_i)$$

A partir de l'équation donnant la température d'ambiance d'équilibre, on obtient l'équation de la loi de régulation qui définit la température de départ en fonction de la température extérieure :

$$T_d = (1 + f) / f \times T_i - T_e / f$$

Comme le coefficient d'émission surfacique haut U_h , en $W/(m^2.K)$, est supposé indépendant de l'écart moyen des températures ($T_m - T_i$), ce qui est très proche de la réalité pour les planchers chauffants, la loi de régulation se traduit par une droite sur un graphique (voir ci-dessous), la température intérieure de consigne étant constante.



Ceci dit, les formules pour estimer la valeur de l'incertitude sur la température d'ambiance sont les suivantes : en ce qui concerne le coefficient de régulation f :

$$I_f = (T_d - T_e) / (1 + f)^2$$

pour le coefficient de déperditions thermiques H :

$$I_H = H \times (\%E_H - 1) \times I_f \times (D \times 1,1628 \times \rho / H^2) \times (1 - \text{EXP}(n)), \text{ en } ^\circ\text{C}$$

pour le débit :

$$I_D = D \times (\%D - 1) \times I_f \times -((1,1628 / H) \times (1 - \text{EXP}(n) + n \times \text{EXP}(n))), \text{ en } ^\circ\text{C}$$

pour la longueur de tube :

$$I_{Lg} = L_g \times (\%L_g - 1) \times I_f \times -((U_h / (1 / VZ)) / H) \times \text{EXP}(n), \text{ en } ^\circ\text{C}$$

le coefficient n étant obtenu de la manière suivante :

$$n = -(U_h \times S) / (D \times 1,1628 \times \rho)$$

Exemple numérique.

Afin de mieux comprendre le principe du calcul d'une ou plusieurs erreurs pouvant avoir une incidence sur la température intérieure, les valeurs de l'exemple précédent vont être utilisées. Pour pouvoir effectuer les calculs, nous allons admettre une température extérieure de base de -7°C .

Rappel des données nécessaires :

- Déperditions thermiques corrigées, 924,72 W
- Température intérieure, $T_i = 16^\circ\text{C}$
- Température de départ, $T_d = 40^\circ\text{C}$
- Surface utile de la pièce, $S = 13 \text{ m}^2$
- Chute de température dans la boucle, 8°C
- Coefficient H ramené aux déperditions corrigées, $H = 924,72 / (16 - -7) = 40,21 \text{ W/K}$
- Emissions surfaciques moyennes, $U_h = (4 \times 4,03 + 3,35 \times 9) / 13 = 3,56 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ ou $924,72 / (36 - 16) / 13 = 3,56 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$
- $\rho = 0,99498 \text{ kg/l}$
- débit nécessaire, $924,72 / (1,1628 \times 8 \times 0,99498) = 99,91 \text{ l/h}$
- Longueur de la boucle dans la pièce, $40 + 45 = 85 \text{ m}$
- VZ moyen, $13 / 85 = 0,152$ soit un VZ15

Coefficient de régulation f :

$$f = (16 - -7) / (40 - 16) = 0,958$$

Erreur sur f :

$$I_f = (40 - -7) / (1 + 0,958)^2 = 12,25$$

Coefficient n :

$$n = -(3,56 \times 13) / (99,91 \times 1,1628 \times 0,99498) = -0,4$$

En admettant un pourcentage d'erreur défavorable de 10% sur chaque paramètre (H, D, Lg) l'incertitude pour chacun d'eux sera :

pour le coefficient de déperditions thermiques H :

$$I_H = 40,21 \times (1,1 - 1) \times 12,25 \times (99,91 \times 1,1628 \times 0,99498 / 40,21^2) \times (1 - \text{EXP}(-0,4)) = 1,16^\circ\text{C} \text{ (1,11 } ^\circ\text{C par itérations avec une chute de } 8,37^\circ\text{C)}$$

Vérification sur les valeurs obtenues par itérations :

$$T_i \text{ d'équilibre} = 16 - 1,11 = 14,89^\circ\text{C}$$

$$T_i = ((3,56 \times 13 \times (40 - (8,37 / 2) - 14,89)) / 44,231) + -7 = 14,89^\circ\text{C}$$

$$\text{Chute} = (3,56 \times 13 \times (40 - (8,37 / 2) - 14,89)) / (1,1628 \times 0,99498 \times 99,91) = 8,37^\circ\text{C}$$

Vérification sur les valeurs obtenues par formules :

$$T_i \text{ d'équilibre} = 16 - 1,16 = 14,84^\circ\text{C}$$

$$\text{Dec} = 44,23 \times (14,84 - -7) = 965,98 \text{ W}$$

$$\text{Chute} = 965,98 / (1,1628 \times 0,99498 \times 99,91) = 8,35^\circ\text{C}$$

$$T_i = ((3,56 \times 13 \times (40 - (8,35 / 2) - 14,84)) / 44,23) + -7 = 14,96^\circ\text{C}$$

$$\text{Chute} = (3,56 \times 13 \times (40 - (8,35 / 2) - 14,84)) / (1,1628 \times 0,99498 \times 99,91) = 8,4^\circ\text{C}$$

Les résultats démontrent la petite imprécision des formules. Résultats qui restent malgré tout acceptables pour l'utilisation faite.

Note : on pourra trouver une petite différence dans les résultats en utilisant une plus grande précision en ce qui concerne le procédé par itérations (4 chiffres ou plus après la virgule), ceci étant dû à l'arrondi du pas (0,15 au lieu de 0,15294) et du coefficient surfacique moyen (3,56 au lieu de 3,5566)

pour le débit :

$$I_D = 99,91 \times (0,9 - 1) \times 12,25 \times -((1,1628 / 40,21) \times (1 - \text{EXP}(-0,4)) + -0,4 \times \text{EXP}(-0,4))) = 0,218 \text{ °C (0,206 °C par itérations avec une chute de 8,81 °C)}$$

pour la longueur de tube :

$$I_Lg = 85 \times (0,9 - 1) \times 12,25 \times -((3,56 / (1 / 0,15)) / 40,21) \times \text{EXP}(-0,4) = 0,93 \text{ °C (1,03 °C par itérations avec une chute de 7,64 °C)}$$

Soit un total de :

$$I_Totale = 1,16 + 0,218 + 0,93 = 2,308 \text{ °C (2,522 °C par itérations)}$$

$$Ti = 16 - 2,308 = 13,692 \text{ °C (13,478 °C par itérations sur les 3 paramètres avec une chute de 8,706 °C)}$$

Pour corriger cette erreur totale (2,522 °C), une augmentation de la température de départ de 5,8 °C sera nécessaire (obtenue par itérations).

Le nouveau coefficient f sera de :

$$f = (16 - -7) / (45,8 - 16) = 0,7718$$

$$Ti = -7 / (1 + 0,7718) + 45,8 / (1 + 1 / 0,7718) = 16 \text{ °C}$$

$$Td = (1 + 0,7718) / 0,7718 \times 16 - -7 / 0,7718 = 45,8 \text{ °C}$$

Seulement, en augmentant la température de départ, on va créer une surchauffe des pièces initialement chauffées à la bonne température d'équilibre thermique. Pour rétablir le bon équilibre, une correction sur le débit devra être faite. Admettons maintenant, une pièce aux caractéristiques nominales identiques à la pièce précédente. Avec une température de départ de 45,8 °C la température d'équilibre thermique se situera aux environs de 18,89 °C. Pour obtenir à nouveau la température d'ambiance souhaitée, une réduction non négligeable d'environ 41% du débit sera nécessaire, soit :

$$99,91 \times 0,4082 = 40,783 \text{ l/h}$$

Ce qui va donner une chute de 19,599 °C, chute relativement importante pour un plancher chauffant.

Vérification :

$$Q = 19,599 \times 1,1628 \times 0,99498 \times 40,783 = 924,76 \text{ W (la différence avec 924,72 W étant due au jeu des arrondis)}$$

Cet exemple démontre la nécessité d'utiliser les valeurs les plus précises possible pour le dimensionnement d'une installation en plancher chauffant surtout en ce qui concerne les déperditions thermiques et, dans une moindre importance, la longueur de tube. On remarque qu'une erreur sur le débit a moins d'influence sur la température intérieure que les autres paramètres. 10% de débit en plus occasionne seulement une augmentation de température de 0,189 °C alors qu'une carence de débit de 10% occasionne une baisse de 0,206 °C. Ceci démontre qu'il est moins grave d'avoir un débit supérieur à celui nécessaire qu'un débit inférieur. Il faut malgré tout régler au mieux les débits afin de ne pas créer des déséquilibres entre les différentes boucles.

Plancher en mode rafraîchissement.

Quand on a un plancher chauffant, il est légitime de vouloir en faire, en période estivale, un plancher rafraîchissant afin d'améliorer le confort du logement. Le plancher chauffant prend alors le nom de "plancher réversible". Le terme employé est bien "rafraîchissant" et non "climatisant" car le plancher rafraîchissant est limité dans sa possibilité à refroidir l'air ambiant et ceci pour plusieurs raisons :

- la première et non des moindres, est le risque de condensation de l'humidité de l'air à la surface du sol ce qui limite vers le bas la température du fluide.
- le sens du flux thermique qui ne favorise pas la convection.
- du fait de ce sens de flux thermique non favorable, la résistance thermique superficielle est plus importante ($1 / 6,25 = 0,16 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ contre $1 / 11,6 = 0,086 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$) ce qui réduit de façon significative les valeurs du coefficient surfacique U_h (voir [tableau 1bis](#)).
- l'écart moyen des températures est moins important qu'en chauffage, ce qui réduit encore la possibilité d'absorber et demande de réduire au minimum les apports thermiques et ceci dans la conception du logement et dans le mode de vie.

Règles à respecter pour les planchers réversibles.

- Les isolants thermiques à base de matières plastiques alvéolaires sont seuls utilisables (polystyrène expansé, polystyrène extrudé, mousse de polyuréthane).
 - Comme en climatisation, toutes les canalisations apparentes et accessoires (pompe, vase, vanne, etc.) doivent être soit calorifugés, soit placés dans des dispositifs (caissons isolés par exemple) de telle sorte qu'il n'y ait aucun risque de condensation. Ne pas oublier les collecteurs/distributeurs et les tubes départ/retour vers le plancher.
 - La résistance thermique au dessus du tube ne dépassera pas $0,13 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ (contre $0,15 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ pour un plancher fonctionnant en mode chauffage exclusivement), celle des revêtements de sol y compris l'isolation acoustique éventuelle, situés au-dessus des éléments chauffants, étant limitée à $0,09 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ et celle de la dalle proprement dite à $0,04 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.
 - Il y a lieu de veiller à ce que les dalles ne présentent pas une trop forte inertie thermique. Il est donc nécessaire de limiter leur masse surfacique (masse comptée au dessus de l'isolant) augmentée de celle du revêtement de sol associé à 160 kg/m^2 .
- Note : Cela correspond à une épaisseur totale au dessus de l'isolant (revêtement de sol compris) d'environ 7 cm.
- Les installations de VMC sont obligatoires et doivent rester en fonctionnement durant la période estivale. Dans des installations importantes, l'air insufflé peut être préalablement traité.

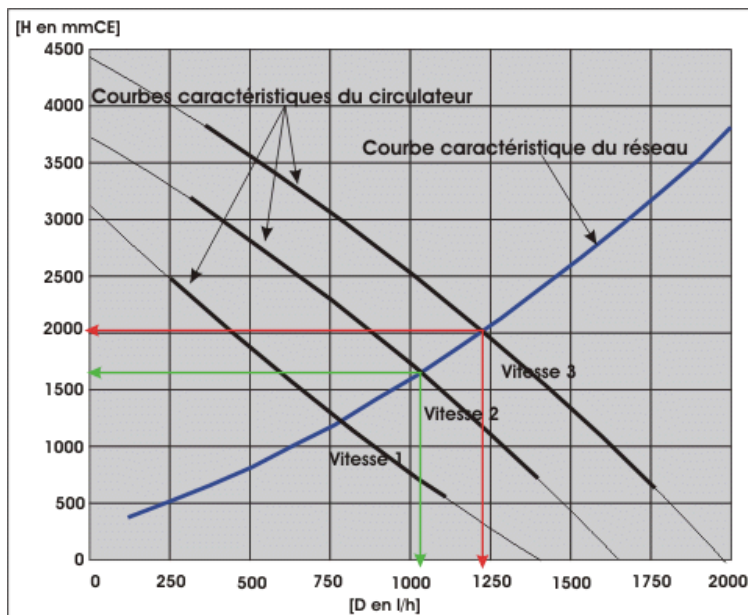
Zone géographique de la France	Température minimale de départ du fluide
Zone côtière de la Manche, de la mer du Nord et de l'océan atlantique au nord de l'embouchure de la Loire, largeur 30 kms	19 °C
Zone côtière de l'océan atlantique au sud de l'embouchure de la Loire et au nord de l'embouchure de la Garonne, largeur 50 kms	20 °C
Zone côtière de l'océan atlantique au sud de l'embouchure de la Garonne, largeur 50 kms	21 °C
Zone côtière méditerranéenne, largeur 50 kms	22 °C
Zone intérieure	18 °C

- Le circuit doit comporter un dispositif limitant la température à l'entrée des panneaux à la température ci-dessus. Ce dispositif peut être intégré à la régulation.
- Un dispositif de sécurité indépendant de la régulation, avec réarmement manuel et fonctionnant même en l'absence de courant ou de fluide moteur, coupe impérativement la fourniture de froid au niveau des panneaux lorsque la température de fluide atteint 12 °C.
- La puissance d'absorption est limitée par la conception de la grille en tenant compte des exigences de confort et des risques de condensation. Si la charge climatique dépasse la puissance d'absorption, on admet une augmentation de la température intérieure. Cependant, dans certaines régions où les besoins en froid peuvent être importants, il peut être intéressant de surdimensionner le plancher par rapport à ce qu'il aurait été s'il avait été calculé pour le chaud de façon à augmenter ses possibilités d'absorption. Dans ce cas, la température de fluide et le débit seront ajustés pour couvrir les besoins en chaud.
- Les circuits pièces humides seront fermés en été. Si on utilise des régulations individuelles dans certaines pièces, il faudra prévoir un basculement du sens d'action des thermostats lors de l'aiguillage des fluides. Ne pas oublier de modifier les valeurs de consigne des thermostats. La consigne d'été des thermostats d'ambiance des régulations individuelles ne descendra pas au dessous de 24 °C.
- Une installation de climatisation doit comporter par local desservi un ou plusieurs dispositifs d'arrêt manuel et de réglage automatique de la fourniture de froid en fonction de la température intérieure. Lorsque le froid est fourni par un plancher rafraîchissant, ce dispositif peut être commun à des locaux d'une surface totale maximale de 150 m².

Calcul du plancher rafraîchissant.

La solution la plus utilisée est de ne pas tenir compte du mode rafraîchissant et de dimensionner le plancher pour le mode chauffage, ce qui n'est pas forcément la meilleure méthode mais la plus simple. Sachant que la capacité du plancher, en mode rafraîchissant, à absorber l'énergie générée par les apports thermiques est bien inférieure à la capacité à émettre, en mode chauffage, pour couvrir les déperditions thermiques, il est peut être bon, lors des calculs de dimensionnement des grilles pour le chauffage, de prendre en compte le fait que le plancher fonctionnera aussi en mode rafraîchissant.

Comme l'écart moyen des température est plus faible qu'en chauffage puisque la température du fluide est limitée vers le bas pour cause de condensation, en rafraîchissement, la densité de tube devrait être plus importante qu'en mode chauffage. Seulement, si le calcul en chauffage est fait à partir d'une température de départ la plus basse possible, la densité de tube sera probablement maximale dans les pièces ayant les charges calorifiques les plus importantes (majoritairement un VZ10, les pièces humides n'étant pas prises en compte puisque le rafraîchissement de ces dernières est déconseillé pour cause de risque augmenté de la condensation) cette densité ne pourra pas être augmentée. Mise à part la température du fluide, il reste encore un paramètre sur lequel on peut agir afin d'augmenter l'écart moyen des températures. Ce paramètre est le débit. Comme la puissance thermique n'est pas proportionnelle au débit, une augmentation de 50% de débit n'augmentera pas pour autant la capacité d'absorption du plancher mais il va malgré tout légèrement creuser l'écart moyen des températures. Pour pouvoir augmenter le débit sans pour autant toucher aux réglages des organes d'équilibrage, un choix judicieux du circulateur peut être fait. En choisissant un circulateur multi vitesses et en dimensionnant le débit nécessaire au chauffage par rapport à la vitesse 2, au moment de passer en mode rafraîchissant il suffira de passer de la vitesse 2 à la vitesse 3 (dans le croquis en exemple ci-dessous, le gain en débit est d'environ 18% : $1220 / 1030 = 1,18$).



Phénomène de la condensation.

La condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air ambiant sur la surface du sol est l'inconvénient majeur du plancher rafraîchissant. Quelques précisions pour en comprendre un peu mieux le phénomène.

La composition de l'air sec est de 78% d'azote et 21% d'oxygène. Le 1% restant étant constitué de divers autres gaz. L'air contient aussi de l'eau sous forme de vapeur d'eau. A une température et une pression donnée (on utilise généralement la pression atmosphérique au niveau 0, soit 101325 Pa), un volume d'air ne peut contenir qu'un volume de vapeur d'eau. Ce volume est maximal pour une humidité relative de 100% appelé pression de vapeur saturante (P_{vs}). Si le taux d'humidité est inférieur à 100%, on parle alors de pression partielle de vapeur d'eau (P_v). Quand, pour une température donnée, on additionne de la vapeur d'eau à un air saturé, ceci entraîne la condensation immédiate de cette vapeur d'eau, cette température est alors appelée température de rosée. Dans le cas étudié ici, ceci veut dire que sitôt que l'air rencontre une paroi froide il va se refroidir à son contact et si cette paroi est à une température inférieure au point de rosée, la vapeur d'eau contenue dans l'air en contact avec la paroi va se condenser.

Pour connaître la pression de vapeur saturante dans la plage de température d'air qui nous intéresse (0 à 50 °C), la formule est la suivante :

$$P_{vs} = 288,68 \times (1,098 + T / 100)^{8,02}, \text{ en Pa}$$

En partant de la formule ci-dessus, on peut calculer la température de rosée :

$$T_{rosée} = ((P_v / 288,68)^{(1 / 8,02)} - 1,098) \times 100, \text{ en } ^\circ\text{C}$$

Pour connaître l'humidité absolue en Kg d'eau / Kg d'air sec, la formule est la suivante :

$$r = 0,6221 \times P_v / (P - P_v), \text{ en Kg}_{\text{eau}}/\text{Kg}_{\text{air_sec}}$$

P étant la pression atmosphérique prise généralement égale à 101325 Pa

Exemple, admettons une température de l'air de 25°C et une humidité relative de 50%, quelle sera la température de rosée ?

La pression de vapeur saturante (à 100% d'humidité) est de :

$$P_{vs} = 288,68 \times (1,098 + 25 / 100)^{8,02} = 3166,14 \text{ Pa}$$

La pression partielle est obtenue en multipliant la pression de vapeur saturante par le taux d'humidité, soit :

$$P_v = 3166,14 \times 0,5 = 1583,07 \text{ Pa}$$

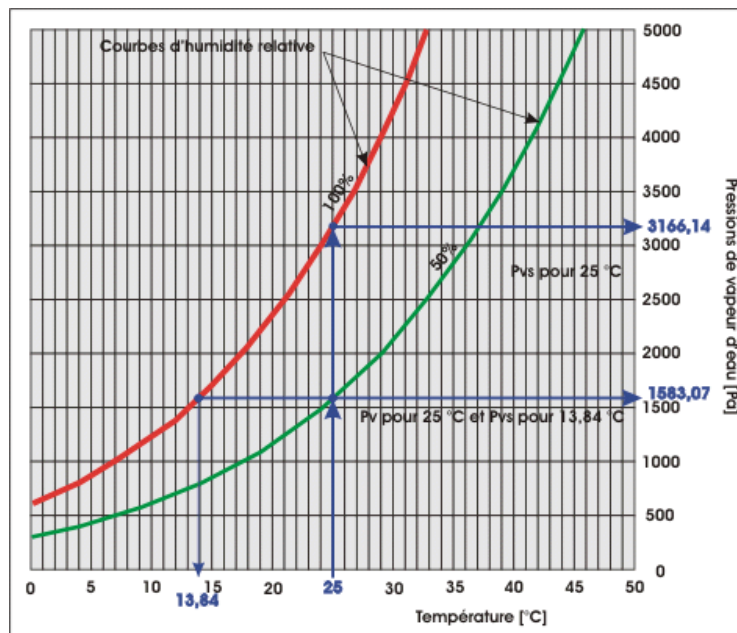
L'humidité absolue est donc de :

$$r = 0,6221 \times 1583,07 / (101325 - 1583,07) = 0,00978 \text{ Kg}_{\text{eau}}/\text{Kg}_{\text{air_sec}} \text{ soit } 9,78 \text{ g}_{\text{eau}}/\text{Kg}_{\text{air_sec}}$$

La température de rosée est :

$$T_{rosée} = ((1583,07 / 288,68)^{(1 / 8,02)} - 1,098) \times 100 = 13,84 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Le graphique ci-dessous illustre en partie ces résultats.



Ceci signifie que si la température superficielle du sol est inférieure à 13,84 °C, l'humidité relative va passer de 50% à 100% dans la zone d'échange et il y aura alors condensation de la vapeur d'eau de cet air refroidi.

Exemple de dimensionnement.

En admettant une température de base été de 30 °C pour une hygrométrie de 40%. La température d'ambiance souhaitée est de 26 °C (si aucune protection solaire n'est utilisée et qu'il n'y a pas de rafraîchissement du logement par un fort renouvellement d'air durant la nuit, cette température ne sera probablement pas atteinte avec seulement le plancher rafraîchissant), le taux d'humidité relative par rapport à l'air extérieur est de :

$$Hr = 40 \times Pvs(30^{\circ}\text{C}) / Pvs(26^{\circ}\text{C}) = 50,5\%$$

Si on estime, de façon arbitraire, à 5% l'humidité produite par les occupants et leurs activités (la valeur étant très variable), le taux d'humidité relative de la pièce est alors de 55,5%. Afin d'améliorer au maximum l'échange thermique (la puissance absorbée n'étant pas proportionnelle au débit, le gain ne sera pas énorme mais c'est toujours ça de gagné), on adopte, comme indiqué plus haut, un gain de 18% de débit en passant de la vitesse 2 à la vitesse 3. En reprenant les données de l'exemple qui a servi au dimensionnement du plancher au paragraphe "Conduite des calculs", le débit est de 85,67 l/h pour une Rth de 0,04 m².K/W, donc en appliquant une augmentation de débit de 18%, celui-ci passe à :

$$D = 85,67 \times 1,18 = 101 \text{ l/h}$$

Afin de pouvoir connaître la puissance absorbée, il faut connaître l'augmentation de température en sortie de boucle (retour), pour cela, il est nécessaire d'avoir recours à des itérations successives. Dans un premier temps, savoir le coefficient d'absorption de la dalle en W/(m².K) pour cela, se rendre sur le **tableau 1 bis** (valeur de U_h pour un plancher en mode rafraîchissement) et de trouver la valeur correspondant à du tube de 16x20 pour une Rth de 0,04 m².K/W avec un VZ de 10 et de 20, on trouve 4,14 W/(m².K) pour la zone de bordure (VZ10) et 3,67 W/(m².K) pour la zone normale (VZ20). De là, nous allons définir un coefficient moyen :

$$U_h = (4,14 \times 4 + 3,67 \times 9) / 13 = 3,815 \text{ W/(m}^2\text{.K)}$$

L'augmentation de température peut alors être définie par itérations avec la formule suivante :

$$T_{\text{Aug}} = (U_h \times (T_i - (T_d + T_{\text{Aug}} / 2)) \times A) / (D \times 1,1628 \times p)$$

A étant la surface de la grille, en m²

Pour une température d'eau moyenne de 15 °C, p = 0,99905 kg/l

La température de départ du fluide doit, dans un premier temps, être définie de manière arbitraire car elle est limitée vers le bas par le risque de condensation. Dans la zone intérieure de la France cette température conseillée dans le DTU est de 18 °C.

Pour procéder à l'obtention de la valeur de cette augmentation, il est possible de le faire soit manuellement, soit à l'aide d'un programme informatique (Solver d'Excel par exemple) soit à l'aide d'une calculatrice scientifique. Pour cette dernière, ceci nécessite l'emploi du résolveur d'équation (Solver) et la formule est (sur Ti 89 Titanium) :

$$\text{résol}(3,815 \times (26 - (18 + x/2)) \times 13 / (101 \times 1,1628 \times 0,99905) = x, x)$$

$$T_{\text{Aug}} = (3,815 \times (26 - (18 + 2,792 / 2)) \times 13) / (101 \times 1,1628 \times 0,99905) = 2,792 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

D'où une puissance absorbée de :

$$Q_{\text{abs}} = (3,815 \times (26 - (18 + (2,792 / 2))) \times 13 = 327,53 \text{ W}$$

La faible puissance d'absorption est due, d'une part au plus faible coefficient surfacique haut moyen (3,815 W/(m².K) contre 5,32 W/(m².K) pour le mode chauffage) et d'autre part, du plus faible écart moyen des températures (6,604 °C contre 18,7173 °C pour le mode chauffage dans l'exemple plus haut).

Si le plancher était entièrement en VZ10, la puissance absorbée serait alors de :

$$T_{\text{Aug}} = (4,14 \times (26 - (18 + 2,985 / 2)) \times 13) / (101 \times 1,1628 \times 0,99905) = 2,985 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{abs}} = (4,14 \times (26 - (18 + (2,985 / 2))) \times 13 = 350,23 \text{ W}$$

Soit un gain de puissance de :

$$Q_{\text{Sup}} = ((350,23 / 327,53) - 1) \times 100 = 6,93\%$$

Dans ce cas, ceci oblige à un re-calcule complet en mode chauffage. C'est pour cette raison qu'il est nécessaire de savoir, avant d'effectuer les calculs de dimensionnement, si le plancher va être réversible ou non. Si le plancher est prévu pour fonctionner en mode rafraîchissement, il peut être judicieux d'effectuer le calcul en mode chauffage en adoptant une température de départ la plus basse possible, ce qui va obliger à une plus grande concentration de tube. De toute façon, même si le plancher n'est pas réversible, il est conseillé d'adopter une température de départ du fluide la plus basse possible afin d'augmenter le rendement d'installation. Dans ce cas, il faut porter attention au risque que les émissions thermiques ne puissent couvrir les déperditions thermiques et alors, un appoint sera nécessaire, ce qui n'est probablement pas le but recherché.

Pour rendre plus performant le plancher rafraîchissant, il est possible d'abaisser la température de départ du fluide de façon à augmenter l'écart moyen des températures tout en sachant qu'il y a un risque de condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air ambiant et ceci pas seulement au centre de la pièce mais surtout dans les parties faiblement ventilées comme le dessous des meubles où le plus faible échange thermique tend à diminuer encore plus la température de l'air. Un facteur est encore à prendre en compte, c'est l'augmentation rapide du taux d'humidité dans la pièce par temps de pluie ou d'orage ou alors par une activité encore plus soutenue des occupants (un plus grand nombre d'occupants, activité culinaire avec fort dégagement de vapeur d'eau, etc...). Pour cette raison et donc pour se donner une marge de sécurité, il est possible de prendre un coefficient majorant le taux d'humidité retenu pour les calculs. Ce coefficient peut être choisi de manière arbitraire, 10 à 15% semble raisonnable sachant que l'idéal est d'avoir une régulation qui gère la température de départ en fonction de la température ambiante et du taux hygrométrique afin d'avoir une absorption maximale. Cette marge est d'autant plus nécessaire que le plancher a une inertie non négligeable et malgré la mesure hygrométrique par la sonde de la régulation pratiquement instantanée, si l'humidité augmente subitement dans la pièce, la régulation va réagir mais à cause de l'inertie, le plancher va mettre un certain temps avant de se réchauffer et la condensation sera pratiquement inévitable.

Il est maintenant possible de chercher la température de départ du fluide en fonction de la température de rosée. Pour cela, il est nécessaire de connaître la température superficielle du sol et dans le cas de l'exemple, le calcul doit concerner seulement la zone de bordure puisqu'il s'agit là qu'il y a la plus grande concentration de tubes. Dans ce cas, le calcul de l'augmentation de température du fluide doit lui aussi porter seulement sur la zone de bordure et non sur toute la grille car sinon, la température moyenne du fluide sera faussée (sous évaluée).

La température superficielle est obtenue de la manière suivante :

$$T_{\text{pr}} = (U_h / 6,25 \times (-\Delta T) + T_i) \times 0,95, \text{ soit : } T_{\text{pr}} = (U_h / 6,25 \times (T_d + T_{\text{Aug}} / 2 - T_i) + T_i) \times 0,95$$

Comme la température obtenue avec la formule simplifiée est légèrement supérieure à la valeur obtenue avec le calcul d'une série convergente, mais donnant des résultats plus proche de la réalité, un coefficient de minoration de 0,95 est utilisé sur le résultat afin de s'approcher le plus possible de la réalité.

Afin de connaître la température de départ du fluide la mieux adaptée, là encore il est nécessaire d'avoir recours à des itérations successives afin de trouver et l'augmentation de température en sortie de boucle et la température de départ minimale de façon à éviter le risque de condensation.

Le taux d'hygrométrie retenu avec une majoration de 15% est donc de :

$$H_r = 55,5 \times 1,15 = 63,83\%$$

Avec 63,83% et une température de l'air de 26 °C, la température de rosée est de :

$$P_v = 288,68 \times (1,098 + 26 / 100)^{8,02} \times 0,6883 = 2312,33 \text{ Pa}$$

$$T_{\text{rosée}} = ((2312,33 / 288,68)^{(1 / 8,02)} - 1,098) \times 100 = 19,82 \text{ °C}$$

La température superficielle du sol (ici dans la zone de bordure) doit être supérieure à 19,82 °C.

Avec une température de départ de 18 °C :

$$T_{\text{Aug}} = (4,14 \times (26 - (18 + T_{\text{Aug}} / 2)) \times 4) / (101 \times 1,1628 \times 0,99905) = 1,0547 \text{ °C}$$

$$T_{\text{pr}} = (4,14 / 6,25 \times (18 + 1,0547 / 2 - 26) + 26) \times 0,95 = 19,99 \text{ °C}$$

Avec une température de départ de 17 °C :

$$T_{\text{Aug}} = (4,14 \times (26 - (17 + T_{\text{Aug}} / 2)) \times 4) / (101 \times 1,1628 \times 0,99905) = 1,1865 \text{ °C}$$

$$T_{\text{pr}} = (4,14 / 6,25 \times (17 + 1,1865 / 2 - 26) + 26) \times 0,95 = 19,41 \text{ °C}$$

La température de départ ne devra pas être inférieure à 18 °C car dans ce cas, la température superficielle dans la zone de bordure est de 19,99 °C (valeur immédiatement supérieure). Plusieurs itérations nous donnent une température de départ du fluide de 17,7 °C pour une Tpr de 19,82 °C. La puissance d'absorption sera bien alors de 327,53 W.

Maintenant, admettons que l'on ne tienne pas compte du coefficient de majoration de 15% :

$$H_r = 55,5\%$$

Avec 55,5% et une température de l'air de 26 °C, la température de rosée est de :

$$P_v = 288,68 \times (1,098 + 26 / 100)^{8,02} \times 0,555 = 1864,51 \text{ Pa}$$

$$T_{\text{rosée}} = ((1864,51 / 288,68)^{(1 / 8,02)} - 1,098) \times 100 = 16,38 \text{ °C}$$

La température superficielle du sol (ici dans la zone de bordure) doit être supérieure à 16,38 °C.

Avec une température de départ de 11,9 °C :

$$T_{\text{Aug}} = (4,14 \times (26 - (11,9 + T_{\text{Aug}} / 2)) \times 4) / (101 \times 1,1628 \times 0,99905) = 1,859 \text{ °C}$$

$$T_{\text{pr}} = (4,14 / 6,25 \times (11,9 + 1,859 / 2 - 26) + 26) \times 0,95 = 16,41 \text{ °C}$$

La puissance d'absorption passe alors à :

$$T_{\text{Aug}} = (3,815 \times (26 - (11,9 + T_{\text{Aug}} / 2)) \times 13) / (101 \times 1,1628 \times 0,99905) = 4,92 \text{ °C}$$

$$Q_{abs} = (3,185 \times (26 - (11,9 + (4,92 / 2)))) \times 13 = 577,29 \text{ W}$$

La puissance d'absorption supplémentaire est de :

$$Q_{Sup} = ((577,29 / 327,53) - 1) \times 100 = 76,25\%$$

Dans ce cas de figure, le gain est conséquent mais le risque de condensation est fort.

Voyons qu'elle serait cette puissance si le débit avait été laissé en l'état (85,67 l/h) mais en tenant compte ici du coefficient de majoration de 15% :

Avec une température de départ de 18 °C :

$$T_{Aug} = (4,14 \times (26 - (18 + T_{Aug} / 2)) \times 4) / (85,67 \times 1,1628 \times 0,99905) = 1,2289 \text{ °C}$$

$$T_{pr} = (4,14 / 6,25 \times (18 + 1,2289 / 2 - 26) + 26) \times 0,95 = 20,05 \text{ °C}$$

Avec une température de départ de 17 °C :

$$T_{Aug} = (4,14 \times (26 - (17 + T_{Aug} / 2)) \times 4) / (85,67 \times 1,1628 \times 0,99905) = 1,3825 \text{ °C}$$

$$T_{pr} = (4,14 / 6,25 \times (17 + 1,3825 / 2 - 26) + 26) \times 0,95 = 19,47 \text{ °C}$$

Ici encore la température de départ sera de 18 °C

La puissance d'absorption est alors de :

$$T_{Aug} = (3,815 \times (26 - (18 + T_{Aug} / 2)) \times 13) / (85,67 \times 1,1628 \times 0,99905) = 3,19 \text{ °C}$$

$$Q_{abs} = (3,185 \times (26 - (18 + (3,19 / 2)))) \times 13 = 317,13 \text{ W}$$

On voit bien que la puissance absorbée n'est pas proportionnelle au débit car 18% de débit supplémentaire apporte seulement 3,28% de puissance d'absorption supplémentaire :

$$Q_{Sup} = ((327,53 / 317,13) - 1) \times 100 = 3,28\%$$

Note : si on veut augmenter la capacité du plancher à émettre (mode chauffage) ou à absorber (mode rafraîchissant), la résistance thermique du revêtement de sol doit être la plus faible possible de façon à avoir un coefficient surfacique haut le plus élevé possible ([tableau 1](#) pour le mode chauffage et [tableau 1 bis](#) pour le mode rafraîchissant).

Comme il est traité ici du plancher rafraîchissant, il est donc nécessaire de consacrer une page au calcul des charges thermiques estivales. La méthode expliquée sur la page "[Bilan thermique de climatisation \(Calcul des charges thermiques estivales\)](#)" s'appuie fortement sur un classeur Excel ([Bilan Clim.xls](#)) car cette dernière est relativement complexe pour une personne qui n'est pas familiarisée avec ce type de calcul.

Afin de mieux comprendre le principe de calcul, prenons la pièce ayant servi d'exemple jusqu'à maintenant.

Données d'entrée :

- Logement :

Situé dans le département 68 (Haut Rhin) à une altitude de 260 m

- Pièce :

Longueur 4 m, largeur 4 m, hauteur sous plafond 2,5 m

La pièce a une inertie moyenne

La température de confort souhaitée est de 26 °C, l'augmentation du taux d'humidité sur l'air extérieur (choisie arbitrairement) est de 20% (Hr x 1,2). Le taux d'humidité relative extérieure est en moyenne de 35% ce qui nous donne une humidité relative intérieure de $35 \times P_{vs}(30^\circ\text{C}) / P_{vs}(26^\circ\text{C}) \times 1,2 = 53,02\%$

Les cloisons intérieures ainsi que le plancher haut donnent sur des pièces ayant la même température d'ambiance (26 °C)

Le renouvellement d'air est fait à l'aide d'une VMC et le volume d'air est de 45 m³/h

- Mur 1 (paroi 1) :

Façade orientée sud-sud-ouest (22,5°) comportant une porte fenêtre de 2,50 m de largeur sur 2,20 m de hauteur avec un verre non traité (coefficient $f_g = 0,76$), menuiserie en bois (coefficient $f_f = 0,44$), le coefficient U_w est de 2,9 W/(m².K)

Crépis de couleur moyenne (coefficient d'absorption = 0,7), le coefficient U_p est de 0,294 W/(m².K) type de la paroi, Mur 2

surface brute de la paroi, 10 m², surface nette, 4,5 m²

surface de la menuiserie en tableau, 5,5 m², surface vitrée, 3,74 m² surface de la menuiserie, 1,76 m²

Température de surface, 26 °C

- Mur 2 (paroi 2) :

Façade orientée est-sud-est (-67,5°) comportant une fenêtre de 1,50 m de largeur sur 1,20 m de hauteur avec un verre non traité (coefficient $f_g = 0,76$), menuiserie en bois (coefficient $f_f = 0,44$), le coefficient U_w est de 2,9 W/(m².K)

Crépis de couleur moyenne (coefficient d'absorption = 0,7), le coefficient U_p est de 0,294 W/(m².K) type de la paroi, Mur 2

surface brute de la paroi, 10 m², surface nette, 8,2 m²

surface de la menuiserie en tableau, 1,8 m², surface vitrée, 1,26 m² surface de la menuiserie, 0,54 m²

Température de surface, 26 °C

- Plancher bas :

Température moyenne de la surface, 20,87 °C

- Occupants :

La pièce est un petit salon, elle sera occupée généralement par 4 personnes et ceci durant toute la

journée. Un téléviseur fonctionne durant la période d'occupation, puissance 175 W. La lumière ne fonctionne pas de 10 à 15 heures légales, puissance 100 W. L'occupation étant mixte, la taille moyenne retenue est de 1,70 m et le poids moyen de 70 kg. Comme nous nous trouvons en période estivale, la tenue vestimentaire est égale à : Slip + Bas + Chemisier léger + Jupe + sandales pour les femmes et : Caleçon + Chemise + Pantalon léger + Chaussettes fines + Chaussures pour les hommes, ce qui correspond à un coefficient de 0,55 Clo. L'activité est légère en position assise, soit un coefficient de 1,2 Met. La vitesse de l'air dans la pièce est en moyenne de 0,2 m/s.

Résultats obtenus avec le classeur Bilan Clim.xls :

- Mois de juin :

Charge maximales des parois :

paroi 1 (mur 1), 1432,83 W obtenue à 16 heures légales

paroi 2 (mur 2), 559,19 W obtenue à 11 heures légales

renouvellement d'air, -23,41 W obtenue à 17 heures légales (le renouvellement d'air apporte de la fraîcheur)

Charges thermiques totales 1992,18 W obtenues à 16 heures légales

- Mois de juillet :

Charge maximales des parois :

paroi 1 (mur 1), 1469,23 W obtenue à 16 heures légales

paroi 2 (mur 2), 561,53 W obtenue à 11 heures légales

renouvellement d'air, 5,73 W obtenue à 17 heures légales

Charges thermiques totales 2071,79 W obtenues à 16 heures légales

- Mois d'août :

Charge maximales des parois :

paroi 1 (mur 1), 1685,87 W obtenue à 16 heures légales

paroi 2 (mur 2), 609,13 W obtenue à 11 heures légales

renouvellement d'air, 5,73 W obtenue à 17 heures légales

Charges thermiques totales 2292,45 W obtenues à 16 heures légales

- Mois de septembre :

Charge maximales des parois :

paroi 1 (mur 1), 1911,13 W obtenue à 15 heures légales

paroi 2 (mur 2), 634,42 W obtenue à 11 heures légales

renouvellement d'air, -38,13 W obtenue à 17 heures légales

Charges thermiques totales 2442,86 W obtenues à 16 heures légales

- Charges communes :

Occupants, 261,21 W calculées pour chaque heure de la journée

éclairage/appareils électroménager, 275 W obtenue toute la journée sauf de 10 à 15 heures légales (éclairage éteint durant cette période).

Les charges thermiques maximales à prendre en compte s'élèvent à 2442,86 W obtenues durant le mois de septembre. Comme le soleil est plus bas dans le ciel, les rayons du soleil sont plus perpendiculaires aux parois. La valeur moyenne sur la journée étant de 883,31 W et comme la puissance maximale d'absorption est de 327,53 W, le plancher rafraîchissant ne pourra probablement pas maintenir la température de 26 °C durant les heures les plus chaudes de la journée soit de 9 heures à 23 heures heures légales. Il faudra dans ce cas, utiliser des protections solaire (volets, rideaux, etc...). Ci-dessous, les charges thermiques pour chaque heure légale durant le mois de septembre où la puissance d'absorption du plancher rafraîchissant ne suffit pas :

Heures légales	Charges thermiques (W)	Heures légales	Charges thermiques (W)
9	595,97	17	2120,10
10	781,51	18	1498,03
11	1027,49	19	780,44
12	1688,27	20	567,82
13	2129,95	21	489,44
14	2351,12	22	417,62
15	2366,25	23	342,87
16	2442,86		

Note : Les valeurs du tableau ci-dessous ont été obtenues avec :

- Lambda chape, 1,5 W/(m.K) épaisseur, 6 cm
- Lambda isolant, 0,04 W/(m.K) épaisseur, 5 cm
- Lambda tube, 0,35 W/(m.K), diamètres, 13x16 et 16x20 mm
- Lambda dalle béton, 1,5 W/(m.K), épaisseur, 15 cm
- Lambda plâtre (plafond pièce du dessous), 0,35 W/(m.K), épaisseur, 1,5 cm

La méthode de calcul utilisée est celle mise au point par MM R. Cadiergues et F. Clain. Cette méthode, qui a reçu depuis une confirmation expérimentale suffisante pour que l'on puisse la considérer comme bien représentative de la réalité, est une méthode analytique relativement complexe qu'il n'est pas possible de présenter ici puisqu'elle nécessite l'emploi d'un programme informatique.

Tableau 1
Valeurs de U_h pour plancher en **mode chauffage**.

Pas de pose	Résistance thermique (R _{th}) en m ² .K/W.														
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15
	Valeurs de U_h pour Per diamètre 16x20														
Vz5	7,96	7,37	6,86	6,43	6,04	5,69	5,38	5,11	4,86	4,64	4,43	4,24	4,07	3,91	3,76
Vz10	7,28	6,78	6,35	5,97	5,63	5,32	5,05	4,81	4,59	4,38	4,20	4,03	3,87	3,72	3,59
Vz15	6,59	6,18	5,81	5,49	5,20	4,94	4,70	4,48	4,29	4,11	3,95	3,79	3,65	3,52	3,40
Vz20	5,95	5,61	5,30	5,03	4,78	4,56	4,35	4,17	4,00	3,84	3,69	3,56	3,43	3,32	3,21
Vz30	4,89	4,65	4,43	4,24	4,06	3,89	3,74	3,60	3,47	3,34	3,23	3,13	3,03	2,93	2,85
	Valeurs de U_h pour Per diamètre 13x16														
Vz5	7,70	7,15	6,67	6,26	5,89	5,56	5,26	5,00	4,76	4,55	4,35	4,17	4,00	3,84	3,70
Vz10	6,93	6,47	6,07	5,72	5,41	5,13	4,88	4,65	4,44	4,25	4,07	3,91	3,76	3,62	3,50
Vz15	6,19	5,82	5,49	5,20	4,94	4,70	4,49	4,29	4,11	3,94	3,79	3,65	3,52	3,40	3,28
Vz20	5,53	5,23	4,96	4,72	4,50	4,30	4,12	3,95	3,80	3,65	3,52	3,40	3,28	3,17	3,07
Vz30	4,48	4,28	4,09	3,92	3,77	3,62	3,49	3,37	3,25	3,14	3,04	2,95	2,86	2,77	2,69
	Émissions hautes en W/(m².K)														

Tableau 1bis
Valeurs de U_h pour plancher en **mode rafraîchissement**.

Pas de pose	Résistance thermique (R _{th}) en m ² .K/W.												
	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13
	Valeurs de U_h pour Per diamètre 16x20												
Vz5	5,01	4,77	4,56	4,36	4,17	4,01	3,85	3,71	3,58	3,45	3,34	3,23	3,13
Vz10	4,73	4,52	4,32	4,14	3,98	3,82	3,68	3,55	3,43	3,31	3,21	3,11	3,01
Vz15	4,43	4,24	4,07	3,91	3,76	3,62	3,49	3,37	3,26	3,16	3,06	2,97	2,88
Vz20	4,14	3,97	3,82	3,67	3,54	3,42	3,30	3,20	3,10	3,00	2,91	2,83	2,75
Vz30	3,61	3,48	3,36	3,25	3,14	3,04	2,95	2,86	2,78	2,70	2,63	2,56	2,50
	Valeurs de U_h pour Per diamètre 13x16												
Vz5	4,91	4,68	4,47	4,28	4,10	3,94	3,79	3,65	3,52	3,40	3,29	3,19	3,09
Vz10	4,58	4,38	4,19	4,02	3,87	3,72	3,59	3,46	3,35	3,24	3,13	3,04	2,95
Vz15	4,25	4,07	3,91	3,76	3,63	3,50	3,38	3,27	3,16	3,06	2,97	2,88	2,80
Vz20	3,94	3,78	3,64	3,51	3,39	3,28	3,17	3,07	2,98	2,89	2,81	2,73	2,66
Vz30	3,39	3,28	3,17	3,07	2,97	2,88	2,80	2,72	2,65	2,58	2,51	2,45	2,39
	Émissions hautes en W/(m².K)												

Tableau 2
-> valeurs à arrondir

Matériaux	Résistance thermiques en m ² .K/W
Carrelage 5 mm	0,005 -> 0,01
Carrelage 10 mm	0,008 -> 0,01
Carrelage 20 mm	0,017 -> 0,02
Marbre 20 mm	0,010
Dalles PVC, revêtement plastique	0,025 -> 0,03
Moquette 4 mm	0,060
Moquette 5 mm	0,080
Moquette 6 mm	0,090
Moquette 8 mm	0,120
Moquette 10 mm	0,150
Parquet chêne, hêtre épais 1cm	0,043 -> 0,04
Parquet chêne, hêtre épais 2cm	0,086 -> 0,09
Parquet résineux épais 1cm 0	,066 -> 0,07
Parquet résineux épais 2cm	0,133 -> 0,13

Tableau 3

Pas de pose	Longueur moyenne par
-------------	----------------------

	m²
Vz5	20 m
Vz10	10 m
Vz15	6,7 m
Vz20	5 m
Vz30	3,4 m

Tableau 4

Épaisseur isolant de sol en cm	Valeurs en Watts
2	9,26
3	6,60
4	5,08
5	4,11
6	3,44
7	2,95
8	2,58

