

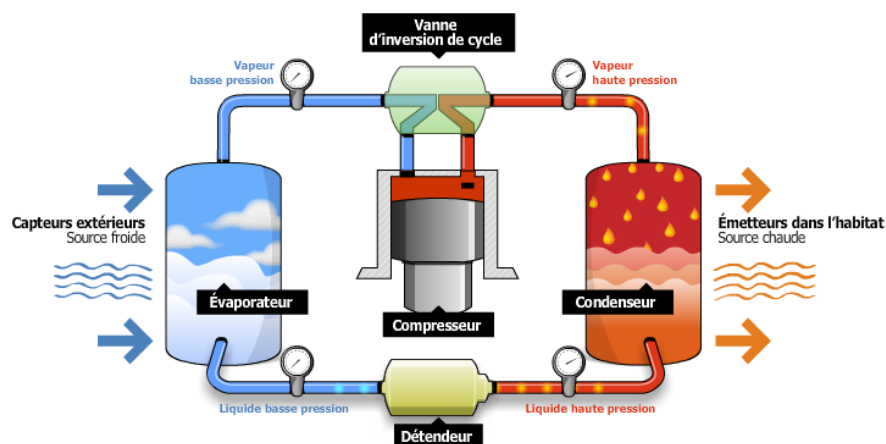
### 3. MODELISATION DE LA THERMOSENSIBILITE DE LA PERFORMANCE DES POMPES A CHALEUR A UNE ECHELLE REGIONALE

Dans ce chapitre, on utilise des modèles simplifiés de pompes à chaleur, en vue de modéliser la thermosensibilité de leur consommation à partir d'un nombre réduit de déterminants. Le but est de déterminer un coefficient de performance des pompes à chaleur à l'échelle régionale qui sera plus tard utilisé dans un modèle hybride afin d'analyser la part thermosensible de la consommation électrique.

#### 3.1 Principe de fonctionnement des pompes à chaleur

Une pompe à chaleur (PAC) est un dispositif thermodynamique qui peut être réversible, c'est-à-dire elle peut travailler en mode chauffage et en mode climatisation. Pour le chauffage, la PAC puise la chaleur d'un milieu naturel (eau, air, sol) source froide, pour la céder à une source chaude (une pièce intérieure via ses émetteurs de chaleur).

La PAC est constituée d'un circuit fermé et étanche dans lequel circule un fluide frigorigène. Elle se compose de quatre éléments: l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur (Figure 3.1).



Source: AFPAC [97]

Figure 3.1 : Principe de fonctionnement d'une pompe à chaleur.

En parcourant l'évaporateur, le fluide frigorigène, à l'état liquide et à basse température, capte l'énergie thermique de la source froide à l'extérieur du bâtiment (l'air, l'eau ou le sol). De ce fait, il s'évapore. Ainsi, le fluide frigorigène sort de l'évaporateur à l'état vapeur, à basse pression et à basse température. Venant de l'évaporateur, le fluide frigorigène est comprimé dans le compresseur. La hausse de pression entraîne une hausse de température du fluide frigorigène. Le compresseur est l'organe moteur de la PAC et consomme une certaine quantité d'énergie pour fonctionner. C'est également lui qui permet de faire circuler le fluide frigorigène dans le circuit fermé. Le compresseur peut être entraîné par un moteur électrique (PAC électrique) ou un moteur au gaz (PAC gaz). Les "PAC électriques" sont les plus répandues et conviennent pour les bâtiments résidentiels et tertiaires. Les "PAC gaz" sont généralement destinées au secteur tertiaire pour lequel les puissances thermiques installées sont plus importantes que pour le secteur résidentiel [98]. Dans cette étude, on s'intéresse aux PAC électriques.

En passant dans le condenseur, le fluide frigorigène à l'état vapeur et à haute température cède son énergie thermique à la source chaude (chauffage du bâtiment ou de l'eau sanitaire). De ce fait, la température du fluide frigorigène diminue et il se condense. Le fluide frigorigène sort donc du condenseur à l'état liquide. Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression diminue. Cette chute de pression est accompagnée d'une baisse importante de sa température. Le fluide frigorigène est à nouveau à l'état liquide et à basse température, et le cycle peut recommencer. Le détendeur permet de régler le débit de fluide frigorigène parcourant le circuit.

### **3.2 Installation des pompes à chaleur**

Il existe plusieurs types de pompes à chaleur qui puisent la chaleur soit :

- dans l'air extérieur ou intérieur : ce sont les PAC aérothermiques,
- dans le sol ou l'eau des nappes phréatiques via un réseau de capteurs ou de forages : ce sont les PAC géothermiques.

En fonction de la source froide (captation de l'énergie) et de la source chaude (restitution de l'énergie) utilisées, les pompes à chaleur sont nommées généralement de la manière suivante « PAC source froide / source chaude » (Tableau 3.1).

**Tableau 3.1** : Différentes technologies des PAC.

Type		Source	Captage	Fluide capteur	Fluide émetteur
Fluide frigorigène	Sol/sol	Sol	Capteur enterré	Fluide frigorigène	Fluide frigorigène
	Sol/eau				Eau
Eau	Eau glycolée/eau			Eau de nappe ou de puits	Forage ou puits
	Eau/eau	Eau			
Air	Air extérieur/eau	Air extérieur	Pompe monobloc extérieure ou intérieure ou split <sup>33</sup>	Fluide frigorigène	Eau
	Air extérieur/air				Air recyclé
	Air extrait/air	Air extrait	VMC double flux		Air neuf

Source: Ministère de l'Ecologie, de l'Énergie [99]

La PAC réinjecte l'énergie extraite à l'intérieur de l'habitation par le biais d'un radiateur, d'un plancher chauffant ou d'un ventilo-convecteur en fonction du type d'installation choisie. Les radiateurs sont les émetteurs les plus répandus pour les systèmes de chauffage conventionnels à eau en résidentiel. Ils fonctionnent avec une température assez élevée (50-60°C pour les radiateurs basse température et jusqu'à 90°C pour les radiateurs conventionnels). Le plancher chauffant est fait de tubes noyés dans une dalle de béton flottante. Dans les tubes circule l'eau du circuit de chauffage ou du fluide frigorigène. Le niveau de température utilisé est peu élevé (30-35°C) car la température de surface doit être limitée à 28 °C. Le plancher chauffant est souvent utilisé dans les constructions neuves dont le niveau d'isolation élevé permet un chauffage à basse température. Les ventilo-convecteurs à eau sont des émetteurs de chaleur par air, raccordés au circuit d'eau de chauffage de la PAC. Ils filtrent et diffusent l'air réchauffé grâce à un ventilateur. Les ventilo-convecteurs à air pulsent dans le logement l'air réchauffé par passage sur une batterie d'échange où circule le fluide frigorigène de la PAC. Le régime de température d'eau de référence est 40 – 45 °C [100].

La PAC fonctionne sous différents régimes d'exploitation:

- monovalent
- bivalent

En mode monovalent (sans appoint), la PAC sert en tant que producteur de chaleur unique. La PAC monovalente couvre seule les besoins calorifiques du bâtiment. Même quand les températures extérieures sont très basses, la source de chaleur fournit suffisamment d'énergie. Le point de dimensionnement doit être calculé en fonction de la température extérieure la plus basse. Le taux de couverture atteint 100 %. Le mode monovalent est généralement retenu pour l'installation de PAC dans les nouvelles constructions présentant une bonne isolation et un système de chauffage à basse température (35 °C).

Le mode bivalent peut être alternatif ou parallèle. En fonctionnement bivalent alternatif, un deuxième producteur de chaleur se met en service lorsque la PAC n'est plus en mesure de couvrir seule la charge thermique. En dessous de la température de bivalence, la PAC est mise à l'arrêt et les besoins calorifiques sont couverts à 100 % par le deuxième producteur de chaleur (généralement une chaudière).

En ce qui concerne le mode d'exploitation bivalent en parallèle, la PAC et le deuxième producteur de chaleur (appoint électrique ou chaudière) sont en service ensemble à partir d'une température de bivalence. En dessous de cette température, la PAC ne permettant plus de couvrir l'entièreté des besoins calorifiques, l'appoint électrique ou la chaudière est utilisé pour combler le manque de puissance fourni par la pompe à chaleur [101].

### 3.3 Performances des pompes à chaleur

#### 3.3.1 Coefficient de performance (COP)

La performance d'une PAC s'exprime par le coefficient de performance (COP). Le coefficient de performance est une donnée essentielle sur la performance d'une pompe à chaleur, il représente l'efficacité de la PAC à une température donnée. Le COP est défini comme étant le rapport entre la quantité d'énergie transférée par la PAC (chaleur restituée dans le bâtiment) et l'énergie consommée pour réaliser ce transfert (énergie utilisée pour faire fonctionner le compresseur et celle consommée par les auxiliaires). Plus le COP est élevé, plus la PAC est performante.

$$COP = \frac{\text{Energie transférée par la PAC (chaleur restituée au niveau du condenseur)}}{\text{Energie consommée pour réaliser le transfert (compresseur et auxiliaires)}}$$

De manière conceptuelle, le COP théorique (COP de Carnot) dépend essentiellement de la température de condensation et de la température d'évaporation. Plus la température de l'évaporateur sera faible moins la PAC sera puissante et performante. Pour une puissance électrique donnée, la PAC délivrera une puissance thermique plus faible. Plus la température du condenseur (l'air ou l'eau) sera élevée, moins la PAC sera puissante et performante [102]. Des températures élevées à la source froide et basses à la source chaude sont donc souhaitables (une diminution de la température de la source chaude de 1°C entraîne une augmentation du COP d'environ 2% [103]).

Le COP d'une PAC présenté dans le catalogue d'un fabricant, est défini pour des conditions d'essais déterminées dans des normes (EN 14511 [104], EN 255 [105]), dont notamment des conditions sur les températures aux sources froide et chaude. Le COP est déterminé dans des conditions normalisées pour un fonctionnement à puissance maximale. Ces conditions permettent de comparer les performances d'équipements de constructeurs et de technologies différentes, sur la base d'un fonctionnement à conditions nominales identiques. Toutefois, ces conditions ne reflètent pas les performances de l'équipement dans une situation réelle de fonctionnement. En effet, les conditions climatiques sont souvent différentes de celles de la norme. De plus, il s'avère que les équipements fonctionnent très rarement à puissance maximale mais plutôt à puissance réduite [100].

### 3.3.2 Performances à charge partielle

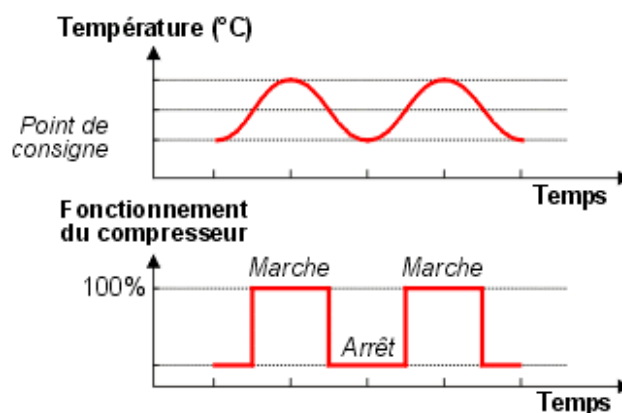
A charge partielle, la puissance maximale n'est pas atteinte : la puissance disponible de la PAC dans des conditions données est supérieure à la puissance à fournir au bâtiment [106].

La performance en fonctionnement d'une machine dépend de son taux de charge. Le taux de charge est ici le rapport de la puissance calorifique déterminée pour une température d'entrée d'air ou d'eau, à la puissance calorifique nominale à puissance maximale [106]. On définit le taux de charge partielle ("PLR", dénomination qui provient du terme anglais Part Load Ratio) par :

$$\text{Taux de charge (PLR)} = \frac{\text{Puissance calorifique à charge partielle}}{\text{Puissance calorifique à puissance maximale}}$$

Selon la technologie de régulation du compresseur, la variation de performance n'est pas identique. Deux types de PAC sont présentes sur le marché : vitesse fixe ou vitesse variable (Technologie « Inverter »).

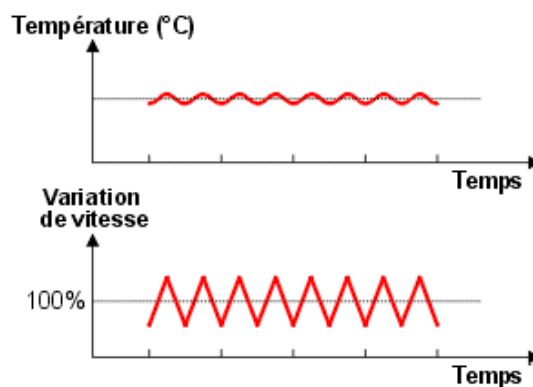
Pour les systèmes à vitesse constante, le régime de fonctionnement du compresseur est soit en mode « marche » soit en mode « arrêt ». En mode chauffage, elle s'arrête lorsque la température intérieure atteint la température de consigne plus un différentiel. Elle redémarre dès que la température intérieure est inférieure à la consigne moins un différentiel de température (Figure 3.2). Le compresseur fonctionne à pleine charge ou est arrêté [107].



Source : Energie+ [108]

**Figure 3.2 :** Principe du fonctionnement des PAC marche/arrêt.

Dans le cas d'une PAC équipée d'un Inverter (variateur de vitesse au compresseur), le compresseur verra sa vitesse modifiée en permanence afin que la PAC délivre une puissance qui corresponde exactement au besoin de l'utilisateur [102]. Le fonctionnement d'une PAC équipée d'un Inverter est illustré dans la figure ci-dessous.



Source : Energie+ [108]

**Figure 3.3 :** Fonctionnement d'une PAC équipée d'un Inverter.

Les performances de ce système s'améliorent pour des taux de charge compris entre 40% et 100%. Cependant, en dessous d'un certain taux de charge, le compresseur ne peut plus s'adapter aux besoins et doit alors fonctionner en mode marche/arrêt [109].

### **3.4 Influence de la température extérieure sur la performance de différents types de pompes à chaleur**

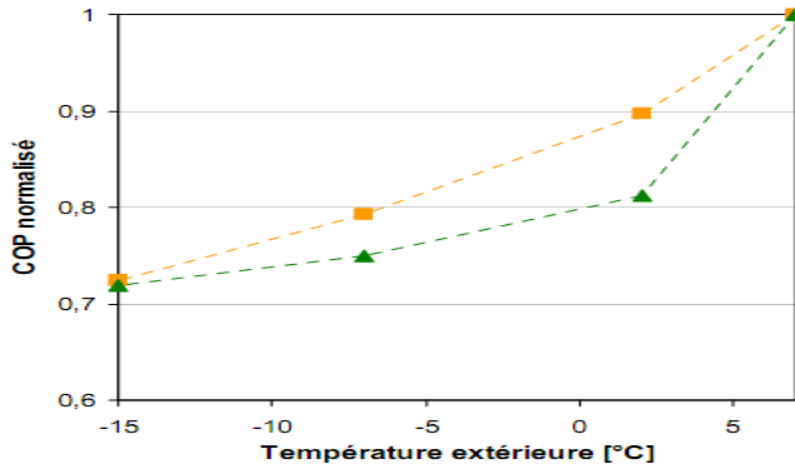
Dans cette partie, on explique l'influence de la température extérieure sur la consommation électrique de PAC aérothermiques et géothermiques.

#### **3.4.1 Influence de la température extérieure sur la performance des PAC aérothermiques**

Les PAC aérothermiques prélèvent la chaleur dans l'air extérieur et la transfèrent dans l'air ambiant du logement ou dans le circuit d'eau chaude de l'installation de chauffage. C'est la température de l'air extérieur qui détermine la capacité de la PAC de transférer la chaleur dans le logement. La température de l'air extérieur variant beaucoup au cours de l'année, les performances des PAC aérothermiques varient donc elles aussi.

Les PAC air/air fonctionnent à des rendements relativement faibles pour les températures extérieures basses. Plus la différence est grande entre la température d'air extérieure et la température de sortie de la PAC, plus le COP diminue. Leurs performances diminuent pendant les périodes les plus froides, là où les besoins de chauffage sont les plus importants. De plus, la formation de givre sur l'échangeur extérieur (fonction de la température et de l'humidité relative de l'air extérieur) contraint la mise en route d'un dispositif de dégivrage venant perturber et dégrader le fonctionnement de la PAC à partir de températures extérieures inférieures à 7°C [110]. Le dégivrage dégrade la performance car il représente une consommation électrique ne générant aucune chaleur pour l'habitation. Il faut donc dégivrer à partir du moment où il devient plus pénalisant de continuer à fonctionner avec un échangeur givré que de dégivrer [107]. En outre, les résistances électriques d'appoint intégrées au système sont déclenchées pour satisfaire les besoins de chauffage les plus importants [111]. Le COP baisse notablement lorsque l'écart entre la température intérieure et la température extérieure augmente. A titre d'exemple, la Figure 3.4 présente l'évolution du COP de deux pompes à chaleur air/air de petite

puissance. Ces données proviennent de tests réalisés par l'institut national suédois d'essais et de recherche [112]. La chute importante des performances entre 7 °C et 2 °C est due au phénomène de dégivrage.

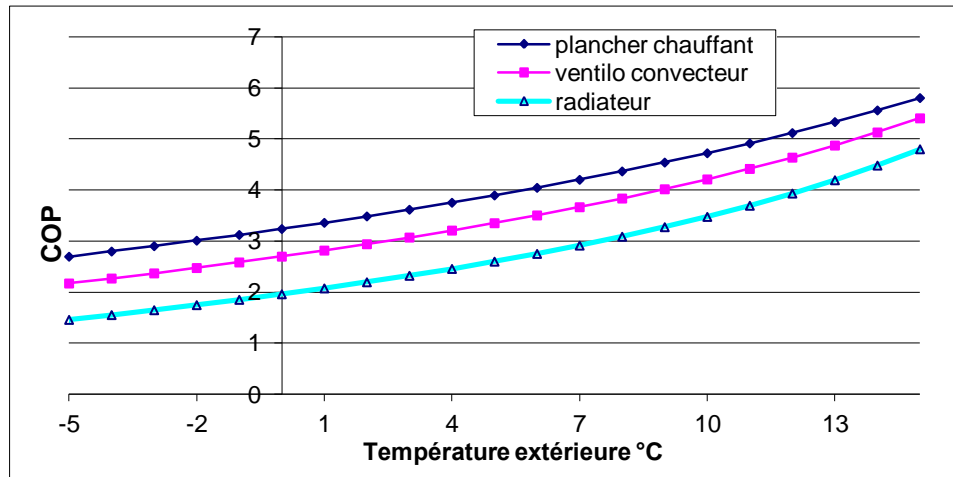


Source : Grignon-Massé (2010) [112]

**Figure 3.4 :** Exemple d'évolution de COP en fonction de la température extérieure pour deux pompes à chaleur air/air.

Les performances des PAC air/eau dépendent de la température et de l'humidité extérieure mais aussi de la température de départ d'eau chaude. La puissance des installations de chauffage est proportionnelle à la différence de température maximale entre l'intérieur et l'extérieur. Les installations de chauffage sont généralement réglées suivant une loi d'eau. La loi d'eau établit une correspondance entre les besoins calorifiques du bâtiment et la température de l'eau qui alimente l'installation de chauffage en vue d'obtenir la température ambiante souhaitée [113]. La loi d'eau, dépend du type de bâtiment, de l'installation et du confort recherché. La loi d'eau permet de déterminer la température de départ du circuit hydraulique en fonction de la température extérieure. Pour avoir un COP plus élevé, la température de départ PAC doit être la plus basse possible et la température d'arrivée de la source froide doit être la plus élevée possible. La différence de température entre le départ et le retour est comprise entre 5 et 10°C (10°C pour les hautes températures). Une PAC Air/Eau sera ainsi plus performante si elle alimente un plancher chauffant que des radiateurs à haute température comme le montre la Figure 3.5.





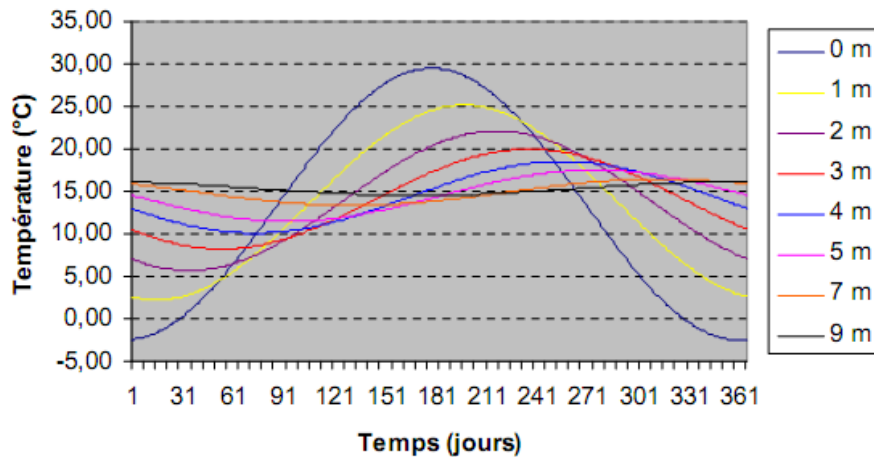
Source : Rivière [107]

**Figure 3.5 :** Evolution du COP d'une PAC air/eau à pleine puissance en fonction de la température extérieure et pour différents températures de sortie d'eau.

### 3.4.2 Influence de la température extérieure sur la performance des PAC géothermiques

Les pompes à chaleur dites "géothermiques" puisent la chaleur dans le sol ou l'eau (de nappe ou de surface) via un réseau de capteurs ou de forages horizontaux ou verticaux. La terre transfère la chaleur graduellement et possède une grande capacité de stockage thermique. La température d'un sol (sans présence d'une PAC géothermique) change lentement et différemment, en fonction de la profondeur de la mesure. Une autre caractéristique thermique de la terre est que seulement quelques mètres de sol en surface suffisent à isoler le sol en minimisant l'amplitude des variations de la température du sol par rapport aux variations des températures de l'air [114].

Un aperçu de la forme du signal de température pour différentes profondeurs [115] est présenté sur la Figure 3.6. L'impact d'une soudaine chute de température sera d'autant plus faible que le gisement est profond.

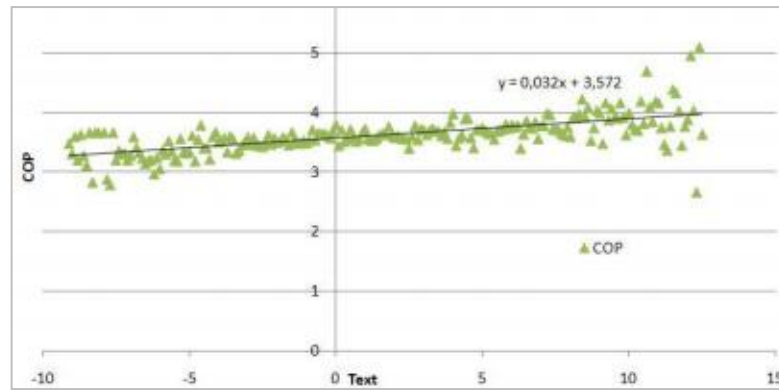


Source: Développement du puits climatique – Rapport final (2007) [115]

**Figure 3.6 :** Représentation du comportement d'un signal de température dans le sol en fonction de la profondeur.

Une source froide de température élevée et constante est à la fois la garantie d'une bonne performance globale de la PAC et d'une diminution importante de la corrélation entre température extérieure et consommation électrique. Pour les capteurs verticaux, la profondeur peut atteindre 100 mètres en France (plus en Allemagne), là où la température du sol est stable tout au long de l'année. Les PAC sur eau de nappe phréatique aussi appelées PAC eau/eau, puisent leur énergie dans les nappes phréatiques dont la température varie peu (10 à 12°C). Ainsi la consommation des PAC puisant leur énergie du sol via des capteurs verticaux ou des nappes phréatiques ne subit pas de changement significatif avec la température extérieure.

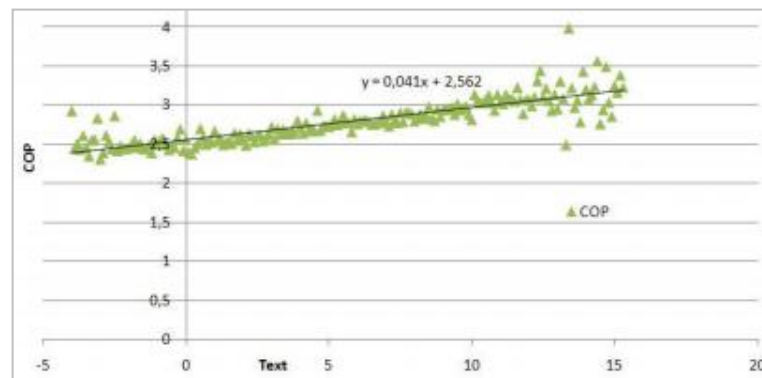
Dans son rapport, Mollard (2008) [116] a analysé les résultats de l'étude MD3E (étude commandée par EDF et l'ADEME sur le comportement des PAC) et a montré que pour les PAC à capteur vertical, la dépendance à la température extérieure est très faible (Figure 3.7).



Source : Mollard (2008) [116]

**Figure 3.7 :** COP d'une PAC eau glycolée/eau, capteur vertical.

Les PAC à capteurs horizontaux (eau glycolée/eau) sont enterrées à faible profondeur (0,6 à 1,2m). Pour ces capteurs surfaciques existe cependant un risque de dégradation de la qualité de l'échangeur en raison des cycles de gel/dégel au contact qui peuvent réduire la capacité d'échange du réseau d'eau glycolée avec le sol. Le lien entre l'évolution du COP et la température extérieure est donné dans la Figure 3.8. On constate que les PAC géothermiques à capteur horizontal ont une dépendance beaucoup plus faible à la température extérieure que les PAC aérothermiques.



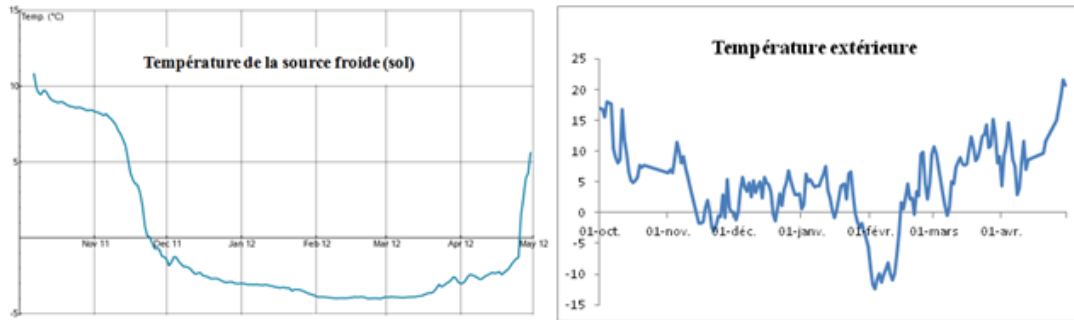
Source : Mollard (2008) [116]

**Figure 3.8 :** COP d'une PAC sol/eau, capteur horizontal.

En moyenne on observe une tendance à la thermosensibilité mais en pratique, ce n'est pas directement lié aux variations de la température extérieure. Au fait que si la température extérieure diminue la PAC extrait plus de chaleur du sol et que par conséquent ce dernier se refroidit, donc il ne faut pas les compter thermosensibles.

La figure ci-dessous montre la variation de la température du sol où une PAC aux capteurs horizontaux est installée et la température d'air extérieure correspondante.

On observe qu'il n'y a pas de variation instantanée de la température du sol lors de la variation de la température extérieure ce qui rend impossible l'observation de l'impact des pompes à chaleur géothermiques sur la consommation thermosensible de l'électricité.



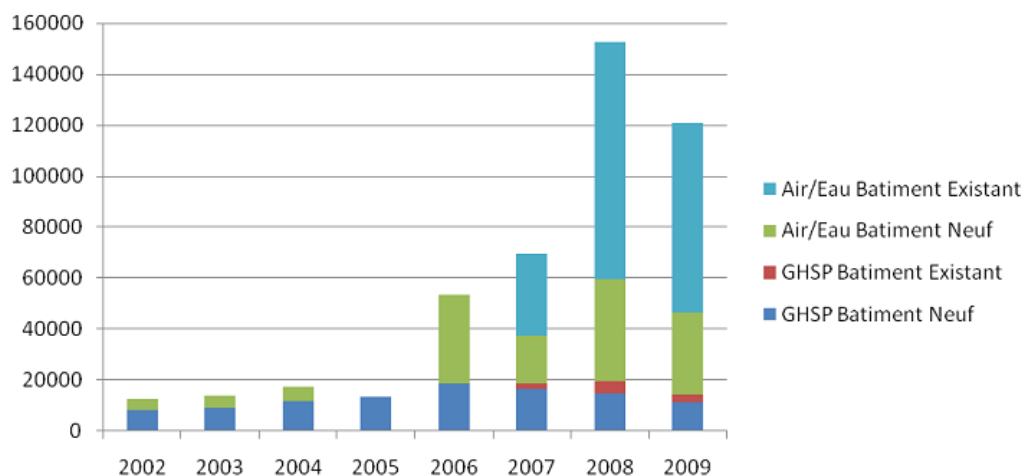
Source : Projet EU Sepemo [117]

**Figure 3.9 :** Variation de la température du sol et la température d'air extérieure.

### 3.5 Etat du marché

Selon l'Association Française pour les Pompes à Chaleur (AFPAC) [118] qui publie les statistiques de ventes de différents fabricants, le nombre total de PAC (PAC air / air exclues) en 2010 était de 600 000. ADEME [119] compte 950 000 PAC installées pour 27,5 millions de résidences principales en 2010. Le taux de pénétration des PAC dans le secteur résidentiel est d'environ 3,4%. Selon l'Observatoire des Energies Renouvelables (EurObserv'ER) [120], le parc total des PAC en 2012 en France est 1 259 355, avec 1 136 310 de PAC aérothermiques (90.2%) et 123 045 (9.8%) de PAC géothermiques.

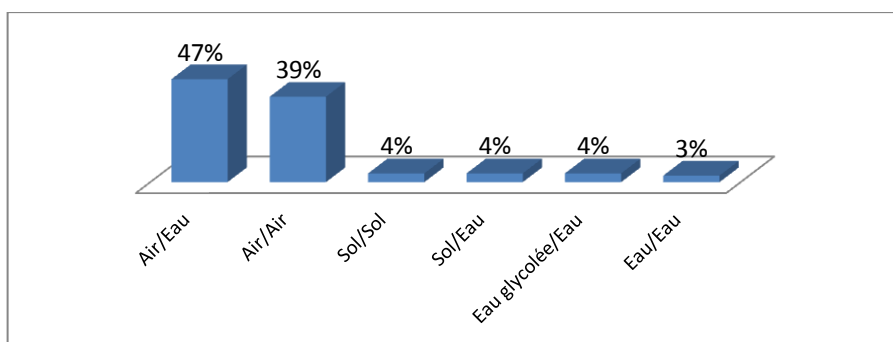
Selon le rapport du projet Persapac (2010) [101], le marché des PAC est largement constitué de ventes pour des maisons individuelles neuves où la part des PAC dans le marché d'équipements de chauffage est de plus en plus importante, les ventes pour la rénovation de bâtiment sont encore faibles. Comme le montre la Figure 3.10, les PAC air/eau pour le chauffage sont les plus vendues en France. En 2008, les PAC air/eau destinées au remplacement de chaudières dans des bâtiments existants représentaient 61% des PAC installées en France. Les PAC géothermiques sont destinées principalement à des bâtiments neufs et ne représentent qu'une minorité du parc français de PAC [101].



Source : Rapport Persapac [101]

**Figure 3.10 :** Subdivision du marché français des pompes à chaleur par type et destination.

Selon les résultats de l'enquête Sofres<sup>4</sup> en 2011 [121] sur 10 000 logements, 5% des ménages sont équipés d'une PAC. 89% des PAC ont été installées entre 2005 et 2011. Les PAC aérothermiques dominent le marché avec une part de 86%. La part des différents types de PAC installées sont données dans la Figure 3.11.



Source : TNS Sofres 2011 [121]

**Figure 3.11 :** Part des différents types de PAC installées en secteur résidentiel.

En conclusion, on a décidé de consacrer notre étude aux PAC aérothermiques en raison de leur forte thermosensibilité et leur position dominante. On distinguera par la suite les PAC air/eau et les PAC air/air.

<sup>4</sup> Résultats de l'enquête « Les équipements et les comportements des ménages en matière de maîtrise de l'énergie dans leurs logements », réalisée par TNS Sofres pour l'ADEME. L'étude réalisée est à partir du panel consommateurs de TNS Sofres, auprès d'un échantillon représentatif de 10 000 ménages.

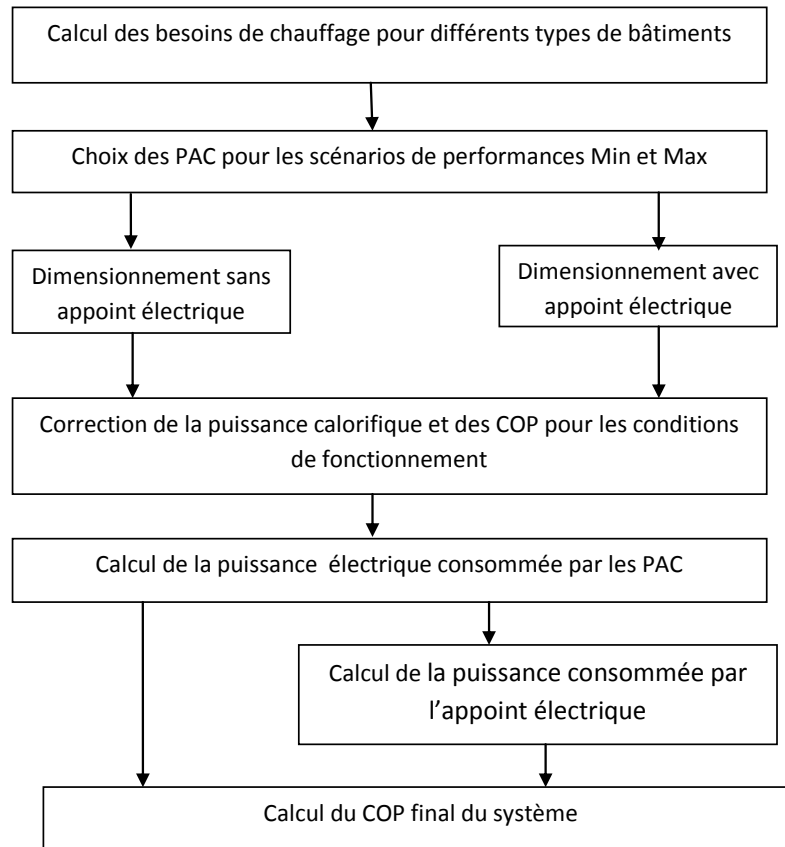
### **3.6 Modélisation des Pompes à Chaleur Air-Eau**

Le but de cette partie est de modéliser de manière simplifiée la thermosensibilité de la performance des PAC air/eau à l'échelle régionale. L'utilisation d'une modélisation spécifique détaillée (par exemple, un modèle thermodynamique détaillé) ne semble pas adaptée, car elle comprend un nombre d'inconnues trop important. Une telle modélisation convient plutôt à la simulation d'une PAC donnée.

On opte donc pour un modèle « pseudo-physique ». Il s'agit en réalité d'un modèle statistique de corrélation des performances sur des variables/paramètres physiques. On utilise notamment des modèles de régression linéaire de la puissance calorifique et de la puissance électrique sur les températures à l'évaporateur et au condenseur. Le lecteur intéressé peut se référer aux études de Rivière (2004) [107] pour la description de plusieurs modèles de ce type. Ces modèles ont été élaborés à partir de données communiquées par les constructeurs de PAC ou mesurées dans des laboratoires d'essais.

En appliquant des données issues de systèmes réels à des modèles pseudo-physiques, on souhaite prédire de manière plausible la variation des performances des PAC en fonction des conditions de fonctionnement. On représente la démarche suivie pour réaliser ces calculs sur la Figure 3.12.

Dans un premier temps, le besoin de chauffage à chaque température extérieure est calculé pour différents types de bâtiments. Ensuite la puissance calorifique ainsi que la puissance électrique à pleine charge sont modélisées en fonction de la température extérieure et de la température d'eau en sortie du condenseur. On peut alors calculer le taux de charge, qui est le rapport entre les besoins de chauffage du bâtiment et la puissance calorifique de la PAC à pleine puissance. Enfin, le COP final du système (sans appoint ou avec appoint) correspondant à ces conditions de fonctionnement est déduit.



**Figure 3.12** : Les étapes de calcul des consommations d'un système de PAC.

### 3.6.1 Calcul du besoin de chauffage pour différents types de bâtiments

La première étape repose sur le calcul des besoins de chauffage, qui correspondent à la quantité d'énergie qui doit être apportée aux locaux à chauffer pour satisfaire le confort thermique.

Il faut savoir que les installations de chauffage sont dimensionnées pour assurer le confort pour une température extérieure minimum appelée la température extérieure de base. Cette température dépend de la région et de l'altitude où se situe le bâtiment à chauffer. La température de base est la température minimale constatée au moins cinq fois par an sur une période de trente ans [122]. Dans le tableau ci-dessous les températures extérieures de base pour les départements de PACA sont représentées.

**Tableau 3.2** : Les températures extérieures de base pour les départements de PACA.

Département	Text de base	Zone climatique	Part régionale de la population
Alpes-de-Haute-Provence	-8	H2	3%
Hautes-Alpes	-10	H1	3%
Alpes-Maritimes	-5	H3	22%
Bouches-du-Rhône	-5	H3	40%
Var	-5	H3	21%
Vaucluse	-6	H2	11%

Source : Méthode 3CL-DPE [123]

Environ 80 % des logements en PACA se situent plutôt en zone H3<sup>5</sup> avec une température extérieure de base de -5°C [123]. On utilise -5°C dans nos calculs comme température de base. On suppose que la température intérieure est de 20°C et est la même dans toute la maison.

Selon la méthode décrite dans la norme EN12831 (2004) [124], les déperditions de base totales pour un espace chauffé,  $\Phi_{HL}$  se calculent comme suit :

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_T + \sum \Phi_V \quad [W] \quad (3.1)$$

$\Phi_T$  déperditions par transmission (W)

$\Phi_V$  déperditions par renouvellement d'air (W)

Les déperditions par transmission peuvent être décrites d'une manière simplifiée comme suit:

$$\Phi_T = \sum U \cdot A \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad [W] \quad (3.2)$$

$U$  coefficient moyen de déperdition par transmission de l'enveloppe du bâtiment en  $W/m^2K$

$A$  surface extérieure du bâtiment en  $m^2$

$T_{int}$  température intérieure en °C

$T_{ext}$  température extérieure en °C

Les déperditions par renouvellement d'air sont données par la formule :

<sup>5</sup> La France est répartie en huit zones climatiques, qui sont regroupées en trois zones hiver (période de chauffage) : H1, H2 et H3, et quatre zones d'été (période de non chauffage) : a, b, c et d. H3 représente une zone plutôt chaude en bordure de la méditerranée



$$\Phi_V = H_V \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad [W] \quad (3.3)$$

$$H_V = Q \cdot \rho \cdot C_p \quad (3.4)$$

$$\Phi_V = 0,34 \cdot Q \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad [W] \quad (3.5)$$

$Q$  débit d'air ( $m^3/s$ )

$\rho$  masse volumique de l'air à  $T_{int}$  ( $kg/m^3$ ) ;

$C_p$  capacité calorifique massique de l'air à  $T_{int}$  ( $kJ/(kg \cdot K)$ )

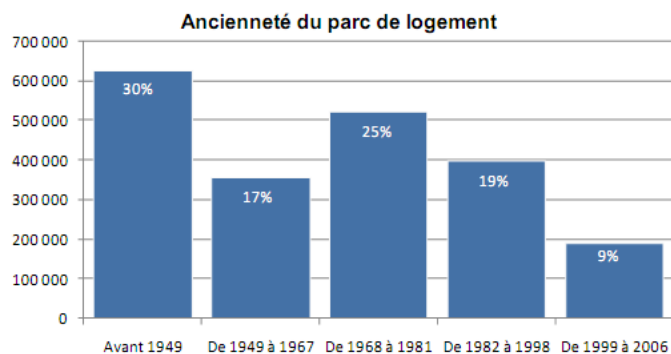
$T_{int}$  température intérieure ( $^{\circ}C$ )

$T_{ext}$  température extérieure ( $^{\circ}C$ )

Le débit de renouvellement d'air  $Q$  est la somme du débit de ventilation contrôlée et du débit dû aux infiltrations d'air. Le renouvellement d'air moyen est de l'ordre de 0,5 volumes/heure pour les logements [125]. Dans les logements anciens, ce taux de ventilation était souvent dépassé à cause des nombreuses infiltrations d'air [126].

Pour simuler la performance des PAC dans des contextes différents, on a sélectionné un ensemble de bâtiments de référence en combinant trois classes d'âge : les bâtiments construits jusqu'à 1988, les bâtiments construits de 1989 à 2000, et les bâtiments qui sont construits à partir de 2000.

Dans la Figure 3.13, la répartition des logements selon la période de la construction en région PACA est représentée. Plus de la moitié des logements ont été construits après 1968, dont un quart pendant la période 1968-1981. Plus spécifiquement, les logements construits avant 1975 représentent 63 % de ce parc [127].



Source : Tableau de bord construction durable en PACA - CERC PACA (2011) [127]

**Figure 3.13 :** Répartition des logements selon la période de la construction.

Dans le Tableau 5.3, la répartition du parc de logement avec chauffage électrique est donnée. 69% des logements avec chauffage électrique ont été construits avant 1989 [128].

**Tableau 3.3 :** Ancienneté du parc de logement avec chauffage électrique en région PACA.

Logement avec chauffage électrique	avant 75	75-89	89-2000	2000-2005	2005-2010
Maisons individuelles	19%	21%	9%	4%	3%
Immeubles collectifs	19%	10%	8%	4%	2%
Total	38%	31%	17%	8%	6%

Source : CEREN [128]

Afin de calculer les déperditions, on utilise les coefficients de déperdition par transmission (U) des bâtiments selon leur période de construction décrits dans la Méthode 3CL-DPE (Tableau 3.4) [123].

**Tableau 3.4 :** Coefficient de déperdition par transmission (U) des bâtiments selon la période de construction.

		jusqu'à 88	de 1989 à 2000	à partir de 2000
Coefficient de déperdition par transmission (U) [W/m <sup>2</sup> .K]	Murs extérieurs	0.98	0.56	0.42
	Toiture	0.61	0.38	0.27
	Plancher	0.87	0.63	0.42
	Fenêtres	4.8	2.45	1.9

Source : Méthode 3CL-DPE [123]

Le logement type en région PACA comprend 3/4 pièces, pour une surface moyenne de 83 m<sup>2</sup> [129]. On considère que la moyenne de la surface vitrée par rapport à la surface habitable est de 13%. On suppose que les ponts thermiques représentent 20% des déperditions totales pour les bâtiments anciens, 15% pour les bâtiments de moyen d'âge et 10% pour les bâtiments neufs. Ces calculs sont effectués sur la base d'un taux de renouvellement d'air n = 0.8, n=0.6 et n=0.5 volume par heure respectivement.

Les résultats obtenus pour chaque type de bâtiment sont représentés dans la Figure 3.14.

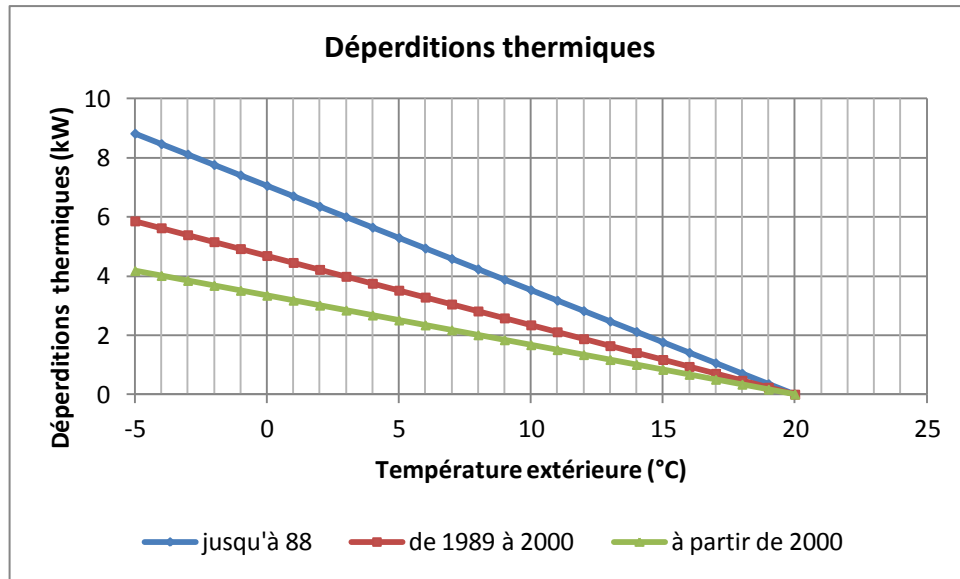


Figure 3.14 : Déperditions thermiques des bâtiments.

En fait, l'arrêt des installations de chauffage intervient pour des températures extérieures inférieures à 20°C. Le complément de chaleur nécessaire au confort est fourni par les apports internes (occupants, éclairage,...) et les apports externes (soleil) [130]. La température de non-chauffage (température extérieure à partir de laquelle il n'est plus nécessaire de chauffer) est en moyenne de 16°C [131]. C'est notamment la valeur considérée dans la norme 14825 [132]. Dans le graphique ci-dessous, les déperditions et le besoin en fonction de la température extérieure sont illustrés.

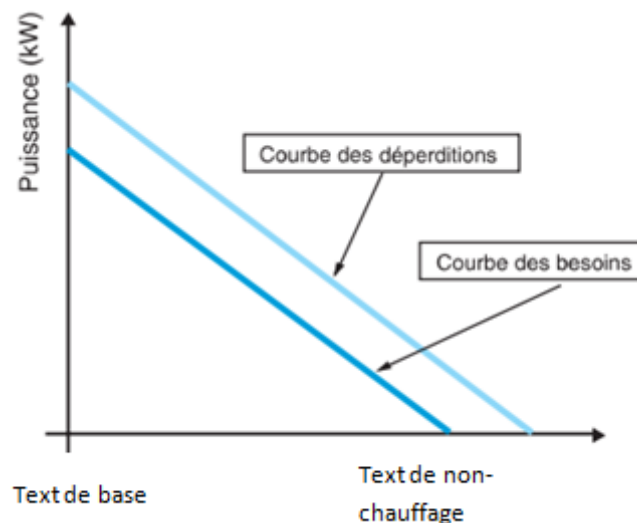


Figure 3.15 : Déperditions et besoin thermiques en fonction de la température extérieure.

La différence entre la courbe des déperditions et la courbe de besoin est la somme des apports internes et externes. On a supposé que les apports gratuits représentent 15% des déperditions totales.

$$Besoin_{ch} = \Phi_{HL} \cdot (1 - F) \quad (3.6)$$

$Besoin_{ch}$                       *Besoin de chauffage*

$\Phi_{HL}$                               *Déperditions totales*

$F$                                       *Facteur de récupération des apports gratuits (15%)*

Les besoins thermiques correspondant aux différents types de bâtiments sont représentés dans la figure ci-dessous.

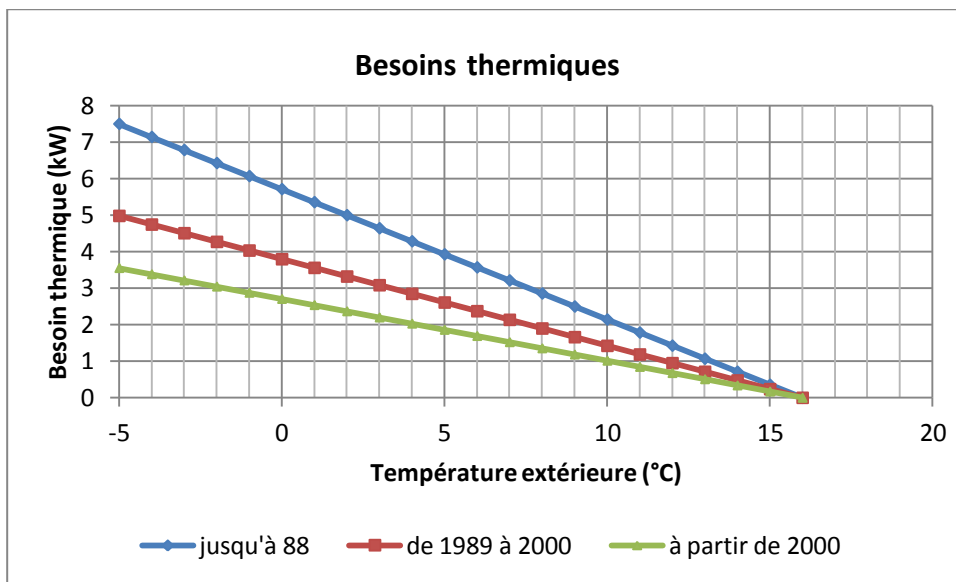


Figure 3.16 : Besoin thermique.

### 3.6.2 Loi d'eau choisie

La température d'eau délivrée par la PAC est variable en fonction de la température extérieure, selon une loi d'eau. Le principe d'une loi d'eau est de réguler la température du logement en fonction de la température extérieure. Plus il fait froid dehors, plus la température de départ sera élevée.

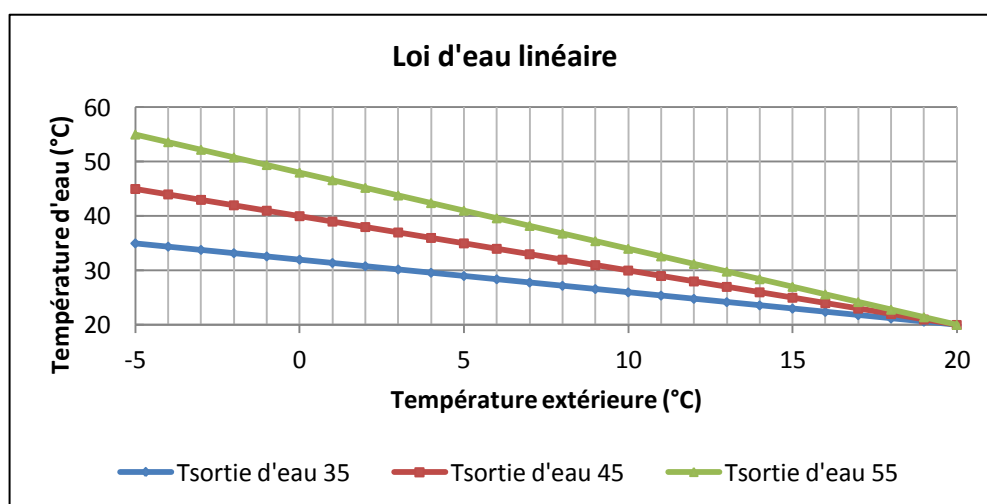
Pour régler correctement cette loi d'eau, il faut utiliser la température extérieure de base et la température de sortie de PAC nécessaire dans ces conditions pour combattre les déperditions de la maison. Il faut également connaître la température de non-chauffage. Dans nos calculs, on a utilisé -5°C comme température extérieure de base et 20°C comme la température extérieure de non-chauffage.

Chaque installation de chauffage correspond à une loi d'eau bien déterminée. Il faut aussi tenir compte du régime de température pour lequel les émetteurs ont été dimensionnés. On suppose que les bâtiments construits après 2000 sont chauffés par des planchers chauffants, les bâtiments construits entre 1989-2000 sont chauffés par des ventilo-convecteurs et les bâtiments plus anciens sont chauffés par des radiateurs.

Trois niveaux de température de départ d'eau sont étudiés selon le type d'émetteur :

- une loi d'eau pour plancher chauffant ( $T_d = 35 \text{ °C}$  pour  $T_{ext} = -5 \text{ °C}$ )
- une loi d'eau pour ventilo-convecteur ( $T_d = 45 \text{ °C}$  pour  $T_{ext} = -5 \text{ °C}$ )
- une loi d'eau pour radiateur moyenne température ( $T_d = 55 \text{ °C}$  pour  $T_{ext} = -5 \text{ °C}$ )

Dans le graphique ci-après, les lois d'eau utilisées pour différents types d'émetteurs sont données.



Système d'émission	Température de sortie d'eau (°C)	Loi d'eau (°C)
Plancher chauffant	35	$T_d = (-0,6) * T_{ext} + 32$
Ventilo convecteur	45	$T_d = (-1) * T_{ext} + 40$
Radiateur basse température	55	$T_d = (-1,4) * T_{ext} + 48$

Figure 3.17 : Lois d'eau utilisées pour différents types d'émetteurs.

### 3.6.3 Choix des PAC pour le scénario « Min » et le scénario « Max »

On modélise la consommation des PAC pour un « scénario minimum » et pour un « scénario maximum ». Le scénario maximum correspond aux résultats de la PAC la plus performante et le scénario minimum correspond à ceux de la PAC la moins

performante. Afin de choisir ces deux PAC, on utilise les données de performance des dix différents modèles de PAC air/eau obtenues de Wärmepumpen Testzentrum en Suisse (WPZ, 2009) [133]. WPZ teste les PAC conformément aux règlements de test de European Heat Pump Association (EHPA). Par exemple, la machine est testée avec de l'air à 7° C, de l'eau qui arrive à 30° C et qui repart à 35° C. Ainsi, le COP donné est noté sur les documentations COP 7°C (Air)30/35°C (Eau).

Le COP réel d'une PAC varie largement en fonction de températures des sources chaudes et froides. Toutefois, les paramètres qui définissent un cycle réel sont complexes, et leurs variations en fonction de la variation des températures sont difficiles à modéliser. Par conséquent, une équation représentant le COP pour différentes températures est développée empiriquement à partir de ces données d'essais.

$$\frac{COP}{COP_{nom}} = (a + b(T_{ext} - T_{extnom}) + c(T_{eau} - T_{eaunom}) + d(T_{ext} - T_{extnom})(T_{eau} - T_{eaunom})) \quad (3.7)$$

$COP, COP_{nom}$	<i>COP à pleine charge non nominale et nominale [kW]</i>
$T_{ext}, T_{extnom}$	<i>Température d'entrée d'air [°C]</i>
$T_{eau}, T_{eaunom}$	<i>Température de sortie d'eau [°C]</i>
$a, b, c, d$	<i>Coefficients de régression</i>

On choisit COP<sub>nom</sub> étant le COP nominal au point d'essai avec de l'air à 7°C (T<sub>extnom</sub>) et de l'eau à 45°C (T<sub>eaunom</sub>). On divise le COP en chacun des points de fonctionnement par la valeur du COP nominal afin d'obtenir des valeurs adimensionnées du COP. Cela permet de s'affranchir des dimensions de la PAC, et de pouvoir comparer les tendances d'évolution sur une même base. Dans la figure ci-dessous les COP à 45°C d'eau de dix machines testées par WPZ sont donnés pour différentes températures extérieures.

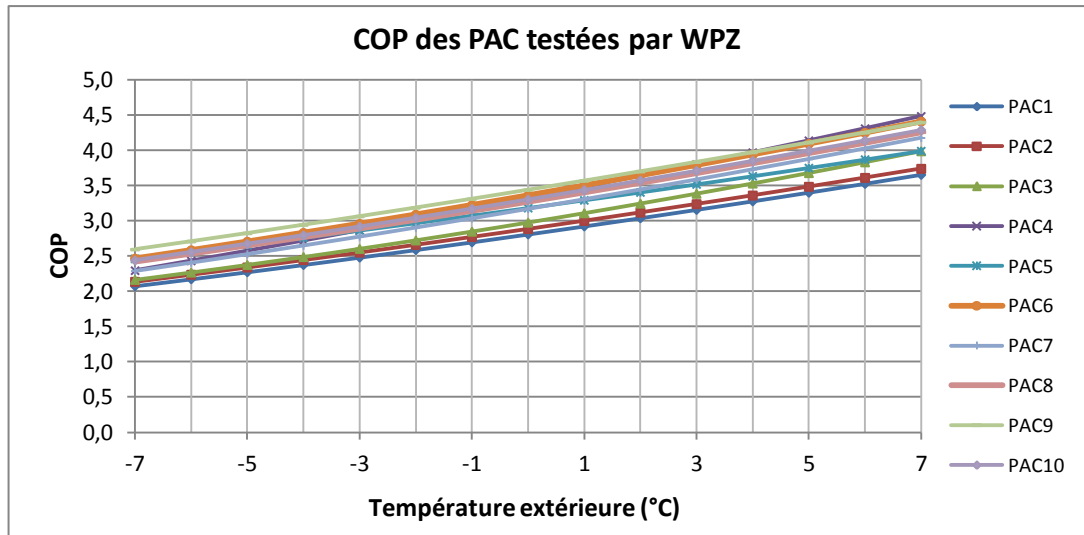


Figure 3.18 : COP des machines testées par WPZ.

Pour le scénario minimum, on utilise la PAC avec le COP le plus faible (PAC1) et pour le scénario maximum on utilise la PAC avec le COP le plus élevé (PAC9) (Figure 3.19).

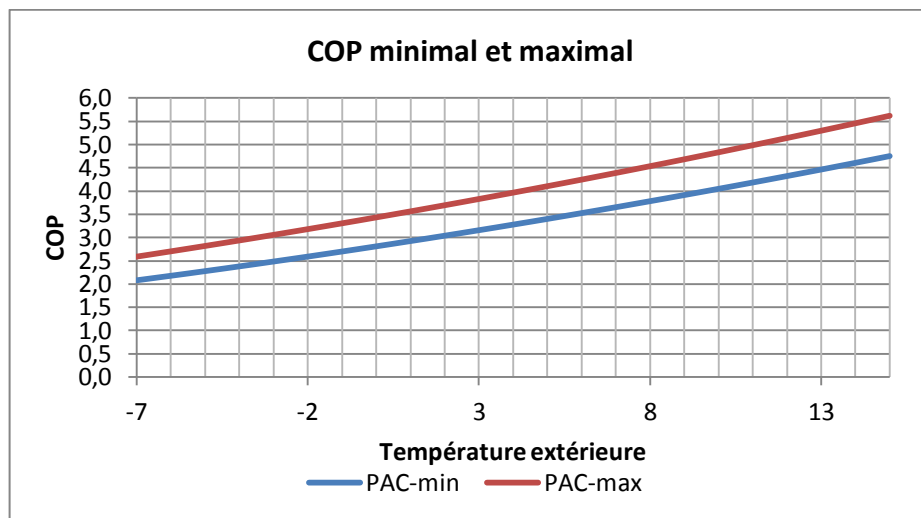


Figure 3.19 : COP minimal et maximal.

Les COP associés à la PAC la plus performante et à la PAC la moins performante sont donnés dans le tableau ci-dessous.

Tableau 3.5 : COP des PAC pour les scénarios « Min » et « Max ».

COP	7/35	7/45	7/55
COP-min	3,4	2,8	2,3
COP-max	4,3	3,5	2,9

Après la sélection des PAC pour le scénario « Min » et le scénario « Max », la prochaine étape consiste à calculer les puissances calorifiques et les puissances électriques en se basant sur les données de ces deux machines.

On modélise le comportement de la PAC par une approche simplifiée avec quatre équations, l'une pour décrire la variation de la puissance calorifique à pleine puissance, l'autre pour décrire la variation de la puissance électrique à pleine puissance et les autres pour la dégradation des performances à charge partielle en fonction du taux de charge et la dégradation des performances due au givrage et au cycle de dégivrage de l'échangeur extérieur.

### 3.6.4 Modèle de puissance calorifique et de puissance électrique à puissance maximale

Les modèles pour estimer la puissance calorifique et la puissance électrique sont des polynômes qui utilisent la température de retour et la température de l'air extérieur comme variables prédictives. Les régressions développées par la suite donnent la puissance de chauffage fournie par la PAC ainsi que la puissance absorbée en fonction de la température d'air et de la température d'eau.

Modèle de puissance calorifique à pleine puissance :

$$P_{cal} = P_{calnom} (a + b(T_{ext} - T_{extnom}) + c(T_{eau} - T_{eaunom})) + d(T_{ext} - T_{extnom})(T_{eau} - T_{eaunom}) \quad (3.8)$$

Modèle de puissance électrique à pleine puissance :

$$P_{elec} = P_{elecnom} (a + b(T_{ext} - T_{extnom}) + c(T_{eau} - T_{eaunom})) + d(T_{ext} - T_{extnom})(T_{eau} - T_{eaunom}) \quad (3.9)$$

$P_{cal}, P_{calnom}$  Puissance calorifique à puissance maximale non nominale et nominale [kW]

$P_{elec}, P_{elecnom}$  Puissance électrique à puissance maximale non nominale et nominale

$T_{ext}$  Température d'entrée d'air [°C]

$T_{eau}$  Température de sortie d'eau [°C]

$a, b, c, d$  Coefficients de régression



Les valeurs des coefficients de régression de la puissance calorifique et de la puissance électrique associée à la PAC « Min » et à la PAC « Max » sont données dans le tableau ci-dessous.

**Tableau 3.6 :** Valeur des coefficients utilisés pour la PAC « Min » et la PAC « Max ».

Puissance calorifique	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
MIN	1.030	0.024	-0.003	-0.00005
MAX	0.958	0.021	-0.003	-0.00007

Puissance électrique	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
MIN	1.019	0.004	0.017	0.00011
MAX	0.987	0.006	0.016	0.00007

Les modèles décrivant les caractéristiques à pleine puissance des PAC étant adimensionnés, la puissance calorifique des PAC est fixée à différentes valeurs pour atteindre différents dimensionnements selon le besoin thermique des bâtiments.

### 3.6.5 Modèle de dégradation de la puissance calorifique due au dégivrage

Pour prendre en compte le dégivrage, les modèles simplifiés considèrent un coefficient de dégradation constant dont l'application dépend de la plage de température de l'air extérieur. L'influence de l'humidité relative de l'air n'est pas prise en compte. On fait une hypothèse similaire d'une diminution progressive du coefficient de dégradation en fonction de la température. On considère que l'humidité absolue de l'air diminue avec la température de l'air extérieur et que la dégradation du dégivrage en dessous d'une certaine température est négligeable. La valeur du coefficient de dégradation  $C_{gd}$  provient d'essais évaluant la dégradation moyenne au cours d'un cycle de fonctionnement intégrant à la fois le fonctionnement normal de pompe à chaleur et les cycles de dégivrage. La valeur par défaut est 90% [112]. On suppose que le coefficient de dégradation est de 0.1 à 2°C

$$P_{cal-gd} = P_{cal-pc} \cdot (1 - C_{gd}) \quad \text{si } T_{ext} < 5 \quad (3.10)$$

$$P_{cal-gd} = P_{cal-pc} \quad \text{si } T_{ext} > 5 \quad (3.11)$$

$P_{cal-gd}$  Puissance calorifique à puissance maximale avec givrage/dégivrage

$P_{cal-pc}$  Puissance calorifique à puissance maximale sans givrage/dégivrage

$C_{gd}$	<i>Coefficient de dégradation de givrage/dégivrage</i>
$T_{ext}$	<i>Température sèche à l'entrée de l'évaporateur</i>

### 3.6.6 Modèle de dégradation des performances à charge partielle

Le modèle de dégradation des performances à charge partielle permet de prendre en compte l'évolution des performances lorsque la PAC ne fonctionne pas à pleine charge. Le fonctionnement à charge partielle correspond au régime de fonctionnement dans lequel la puissance calorifique à pleine charge de la PAC est supérieure aux besoins de chauffage. Le système de régulation de la PAC adapte la puissance calorifique délivrée en vue de maintenir une température de consigne dans les locaux à chauffer [111].

On suppose que les PAC air/eau installées fonctionnent en mode tout ou rien. Le compresseur effectue des cycles de marche/arrêt. Un facteur de dégradation doit être utilisé pour calculer la valeur du COP à charge partielle correspondant. Ce facteur de dégradation correspond à une dégradation moyenne de la performance de la PAC sur le pas de temps considéré. Cela signifie que la performance de la PAC est moyennée sur plusieurs cycles successifs marche/arrêt du compresseur.

Pour le fonctionnement tout ou rien, il y a trois phénomènes qui influencent la performance de la machine :

1) la dégradation des performances liée à la perte d'énergie nécessaire à l'établissement des pressions qui n'est que partiellement récupérée lorsque la machine s'arrête. Ce phénomène reste cependant négligeable pour les PAC air/eau contrairement aux PAC air/air selon la Norme 14825 [132].

2) La présence de consommations électriques résiduelles d'auxiliaires lorsque le compresseur est à l'arrêt au cours des cycles marche/arrêt. La PAC continue donc à consommer de l'électricité (cartes électroniques, résistance de carter, pompe intégrée). Pertes par consommation électrique pendant la phase arrêt :

$$\frac{COP}{COP_{(100\%)}} = \frac{PLR}{C_c \cdot PLR + (1 - C_c)} \quad (3.12)$$

$COP$	<i>COP à charge partielle</i>
$COP_{100\%}$	<i>COP à puissance maximale</i>
$PLR$	<i>taux de charge</i>

$C_c$                       *coefficient de dégradation lié aux consommations de veilles (arrêt du compresseur)*

Cependant, les consommations électriques résiduelles sont non corrélées à la température extérieure et devraient être captées dans la part non-thermosensible de la demande électrique. On fait donc le choix de les exclure du modèle de thermosensibilité du COP.

3) La dégradation des performances due à la variation de la température d'eau en sortie du condenseur entre les phases d'arrêt et de marche du compresseur, par rapport à la situation de pleine charge ou celui-ci fonctionne en continu.

Pour la température d'eau côté condenseur, si la consigne est identique, la température moyenne du condenseur peut varier selon la stratégie de régulation adoptée [100]. Pour une PAC régulant la température de départ d'eau au condenseur :

Soit une PAC qui maintient par exemple une température moyenne de départ d'eau de 45°C avec une température moyenne de retour de 40°C à pleine puissance. Lorsqu'elle fonctionne à 50 % de taux de charge, la température moyenne de sortie d'eau diminue. Si la machine fonctionne en cyclage pour ne fournir que 50 % de sa puissance maximale, elle va s'arrêter environ la moitié du temps. Quand elle fonctionne, le régime de fonctionnement ne peut plus être 40-45 °C au condenseur, mais la température de départ doit augmenter lors de la période de fonctionnement pour compenser les pertes pendant la période d'arrêt. Le nouveau régime de température nécessaire pour atteindre une consigne de température moyenne de 45 °C est un régime de 42.5 °C – 47.5 °C, en première approximation [100]. Ceci implique une température de condensation du fluide frigorigène supérieure lorsque le compresseur est en marche par rapport au fonctionnement à pleine charge.

La formule permettant d'évaluer l'écart de COP relatif lors d'un fonctionnement à charge partielle d'une régulation d'eau peut s'écrire comme suit :

$$\frac{COP}{COP_{(100\%)}} = 1 - (\Delta T_n \cdot K \frac{\delta P_{cal}}{\delta T_{eau}}) \cdot (1 - PLR) \quad (3.13)$$

$PLR$                       *taux de charge*

$\Delta T_n$                       *écart de température à pleine charge entrée / sortie du condenseur*

$K \frac{\delta P_{cal}}{\delta T_{eau}}$  variation de la puissance calorifique quand la température de sortie d'eau diminue de 1 K, à débit d'eau constant

La régulation de la température d'eau implique une dégradation de la performance de 1 à 3 % par Kelvin [100]. On a utilisé une dégradation du COP de 3% / ° K de diminution de la température moyenne de retour d'eau en supposant qu'il y a un écart de température entrée-sortie d'eau de 5 K.

### 3.6.7 Modèle de l'appoint électrique

On suppose que la PAC fonctionne en mode bivalent à partir d'une température de bivalence. En dessous de cette température, la PAC ne permettant plus de couvrir l'entièreté des besoins calorifiques, l'appoint électrique est utilisée pour combler le manque de puissance fourni par la pompe à chaleur. On suppose que les PAC couvrent le besoin total de chauffage jusqu'à une température extérieure de 2°C. La PAC continue à fonctionner lorsque le chauffage d'appoint s'enclenche. La puissance électrique consommée par le chauffage d'appoint ( $P_{app}$ ) s'écrit de la manière suivante :

$$P_{app} = B_{chauffage} - P_{calo} \text{ si } B_{chauffage} > P_{calo} \quad (3.14)$$

$$P_{app} = 0 \text{ si } B_{chauffage} < P_{calo} \quad (3.15)$$

Le rendement d'appoint électrique est supposé constant, ici 100 %.

Le COP final du système pour le fonctionnement combiné « PAC et appoint » s'écrit :

$$COP_{final} = \frac{B_{chauffage}}{\frac{B_{chauffage} - P_{app}}{COP_{pac}} + P_{app}} \quad (3.16)$$

Le COP final est calculé comme la fraction entre le besoin thermique total du bâtiment et la somme de la puissance électrique totale absorbée par la PAC et un appoint électrique d'un COP égal à 1.

### 3.6.8 Résultats des modèles de PAC air/eau

Les modèles de performance des PAC sont combinés avec le modèle simple d'évaluation des besoins de chauffage des bâtiments. On tient compte des trois catégories de bâtiments précédemment définies, de deux catégories de performances de PAC (cas de performance « Min » et de performance « Max »), et de systèmes avec ou sans appoint électriques. Ceci nous mène à 12 scénarios différents, résumés dans le tableau suivant.

**Tableau 3.7 :** Scénarios de la modélisation des PAC air/eau.

	Sans appoint (SA)		Avec Appoint (AA)	
	PAC « Min »	PAC « Max »	PAC « Min »	PAC « Max »
<b>Bâtiments avant 89</b>	Loi d'eau 55/20°C   -5/20°C T <sub>ext</sub> de base -5°C		Loi d'eau 55/20°C   -5/20°C T <sub>ext</sub> de base -5°C T <sub>ext</sub> bivalente 2°C	
<b>Bâtiments 1989-2000</b>	Loi d'eau 45/20°C   -5/20°C Text de base -5°C		Loi d'eau 45/20°C   -5/20°C Text de base -5°C Text bivalente 2°C	
<b>Bâtiments après 2000</b>	Loi d'eau 35/20°C   -5/20°C Text de base -5°C		Loi d'eau 35/20°C   -5/20°C Text de base -5°C Text bivalente 2°C	

Pour le scénario sans appoint, on fait l'hypothèse que toutes les PAC ont été dimensionnées pour couvrir 100% des besoins jusqu'à -5°C de température extérieure. Pour le scénario avec appoint, les PAC ont été dimensionnées pour couvrir 100% de besoins jusqu'à 2°C. L'appoint est donc enclenché pour couvrir la partie des besoins non couverte par les PAC entre 2°C et -5°C de température extérieure.

On applique ensuite les scénarios Min et Max de performance des PAC à chacun des deux scénarios précédents. Les modèles de puissance calorifique et de puissance électrique à pleine charge ainsi que le modèle de charge partielle sont utilisés pour évaluer le COP des PAC en fonction de la température extérieure. On considère différentes lois d'eau pour différents types de bâtiments. On suppose que les bâtiments construits après 2000 sont chauffés par des planchers chauffants (35°C), les bâtiments construits entre 1989-2000 sont chauffés par des ventilo-convecteurs (45°C) et les bâtiments plus anciens sont chauffés par des radiateurs (55°C).

Dans les figures ci-dessous, on peut observer l'évolution du COP en fonction de la température extérieure, pour chacun des quatre scénarios et pour les trois catégories de bâtiments prises en compte :

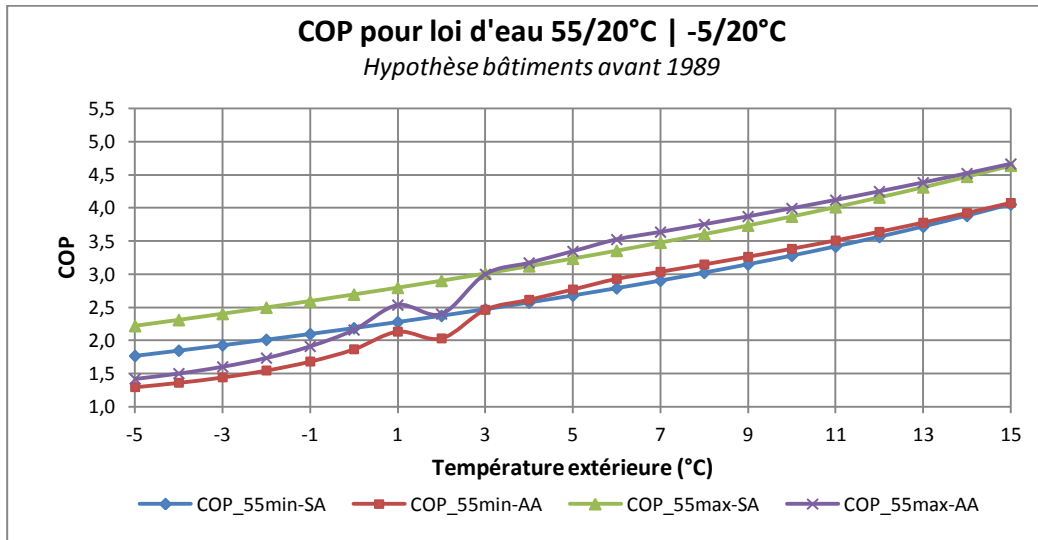


Figure 3.20 : Scénarios de COP pour les bâtiments construits avant 1989.

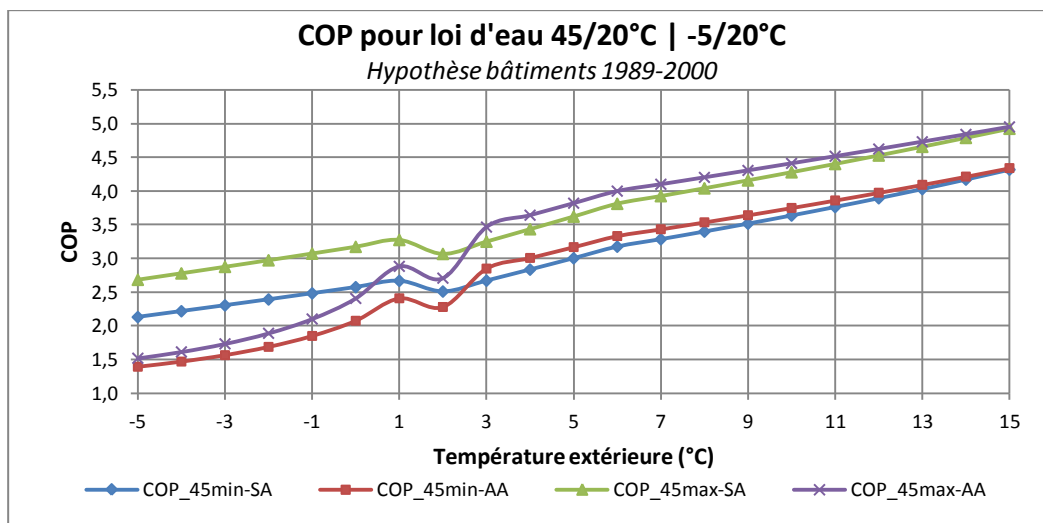


Figure 3.21 : Scénarios de COP pour les bâtiments construits entre 1989-2000.

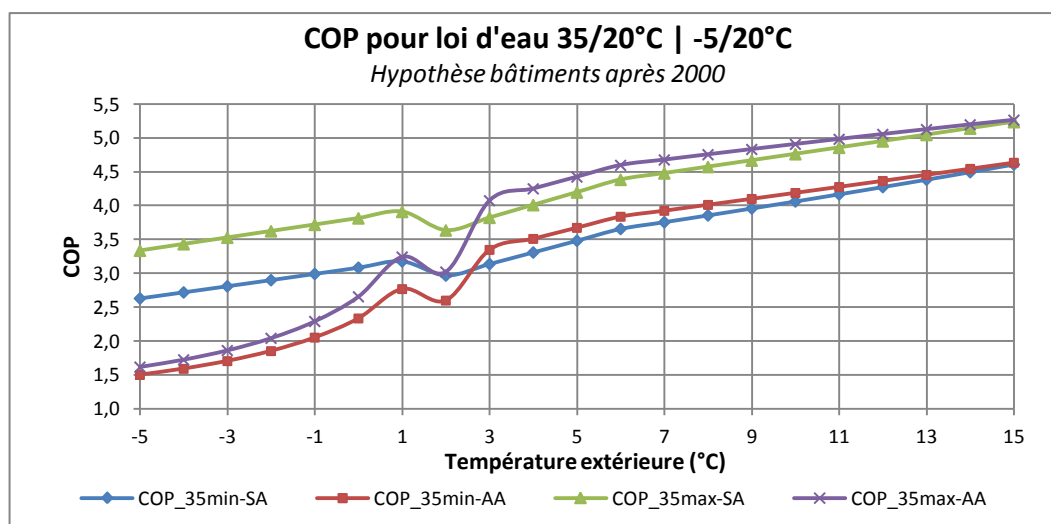


Figure 3.22 : Scénarios de COP pour les bâtiments construits après 2000.

Les résultats sont cohérents avec les hypothèses réalisées :

- La première remarque attendue est que la performance des PAC est supérieure pour des PAC couplées avec des émetteurs basse température (hypothèse des bâtiments construits après 2000) qu'avec des émetteurs plus haute température (hypothèses des bâtiments plus anciens). L'effet de la loi d'eau sur le COP est cohérent.
- Pour tous les scénarios, le COP augmente logiquement avec la température extérieure. En effet, l'écart de température entre la source chaude (air intérieur des pièces chauffées, considéré constant à 20°C) et la source froide (air extérieur au bâtiment) se réduit quand la température extérieure augmente, ce qui se traduit par une amélioration de la performance des PAC à pleine charge.
- Si l'on compare les scénarios Max sans appoint et Min sans appoint, on peut analyser l'impact de la charge partielle sur l'écart de performance entre les deux scénarios. A une température extérieure donnée, les PAC Max et PAC Min fournissent la même puissance thermique, puisqu'elles répondent exactement au besoin du bâtiment dans notre modélisation simplifiée. En divisant le COP de l'une par le COP de l'autre, on obtient le ratio des puissances électriques consommées par les deux PAC. A -5°C de température extérieure, pour le scénario des bâtiments construits après 2000, sans appoint, ce ratio est de 3,34/2,63, soit 1,27. A 15°C, ce ratio est de 5,26/4,63, soit 1,14. On voit donc que l'écart de performance entre les PAC se réduit. Les PAC fonctionnant à un taux de charge plus faible à température

extérieure élevée, cette réduction de l'écart de performance est donc en partie due à la part croissante de l'impact de la charge partielle sur la performance des PAC (on a considéré un même scénario de dégradation des performances à charge partielle pour les PAC Min et Max). Autrement dit, plus le taux de charge est faible, plus le COP des PAC est affecté par la dégradation de performance à charge partielle, et plus l'écart de performance entre les PAC se réduit.

- L'utilisation d'un appoint dégrade fortement le COP à faible température extérieure, ce qui était attendu. On peut considérer un COP de 1 pour du chauffage électrique contre un COP supérieur pour la PAC, d'où une nette diminution du COP global lorsque l'appoint augmente.
- A température extérieure plus élevée ( $> 2^{\circ}\text{C}$  = température de bivalence), pour les scénarios avec appoint, le COP est supérieur. En effet, bien que l'appoint ne soit alors plus utilisé, la PAC fonctionne à un taux de charge plus élevé puisqu'elle a été dimensionnée pour une température extérieure plus élevée. Le COP est moins affecté par la dégradation de performance à charge partielle.
- On peut enfin noter que pour les scénarios avec appoint, l'écart de performance global entre les systèmes {PAC « Max » + Appoint} et {PAC « Min » + Appoint} se réduit d'autant plus que l'appoint est utilisé.

On a enfin calculé un COP régional pondéré pour l'ensemble des bâtiments et systèmes considérés, comme suit :

- En l'absence de données sur le dimensionnement et la répartition des PAC à l'échelle régionale selon leurs performances réelles, on a supposé 50% de bâtiments équipés d'un système {PAC + appoint} et 50% de bâtiments sans appoint.
- On a de même considéré, en l'absence de données statistiques permettant d'affiner notre hypothèse, qu'au sein de chacun de ces cas de figure, 50% des PAC pouvaient être assimilées au scénario Min, et 50% au scénario Max.

On obtient les COP pondérés suivants (Figure 3.23) pour chaque catégorie de bâtiments :



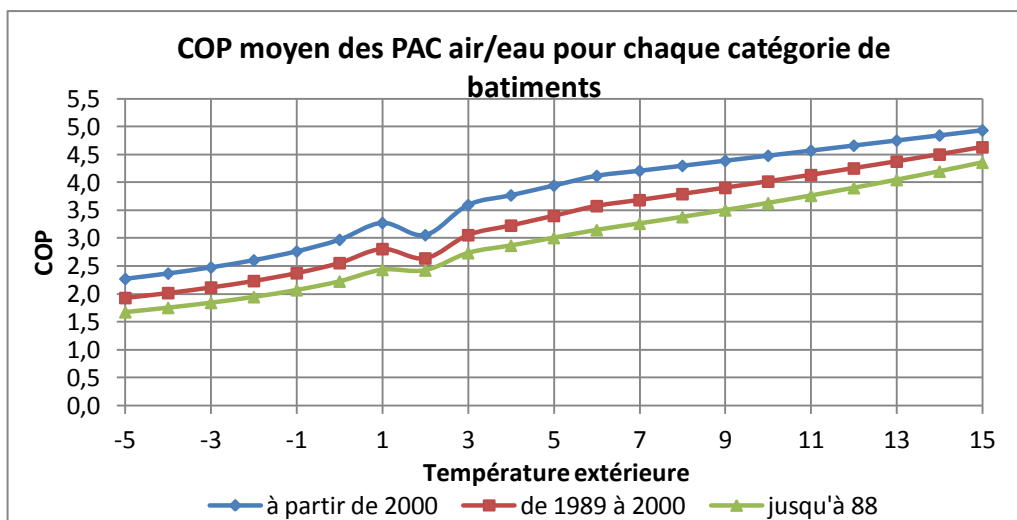


Figure 3.23 : COP des PAC Min et Max pour différents types de bâtiments.

On peut enfin obtenir un COP régional pondéré selon la répartition suivante des catégories de bâtiments fournie par RTE :

Tableau 3.8 : Répartition régionale des PAC air-eau.

	Part (%)
Total PAC air-eau (neuf)	32%
Total PAC air-eau (ancien)	36%
Total PAC air-eau (ancien en relève)	32%

Source : RTE

D'où le résultat final présenté dans la Figure 3.24. On remarque que la variation obtenue du COP pourrait être raisonnablement régressée linéairement sur la température extérieure.

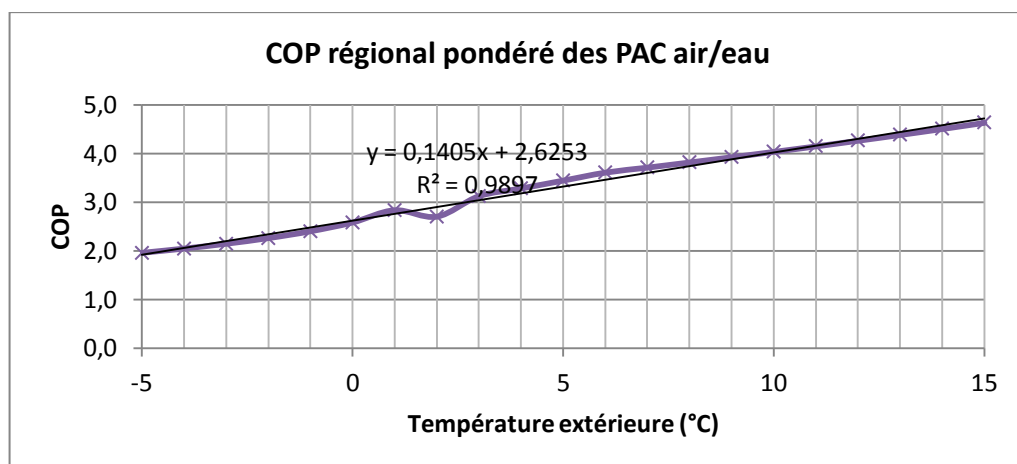
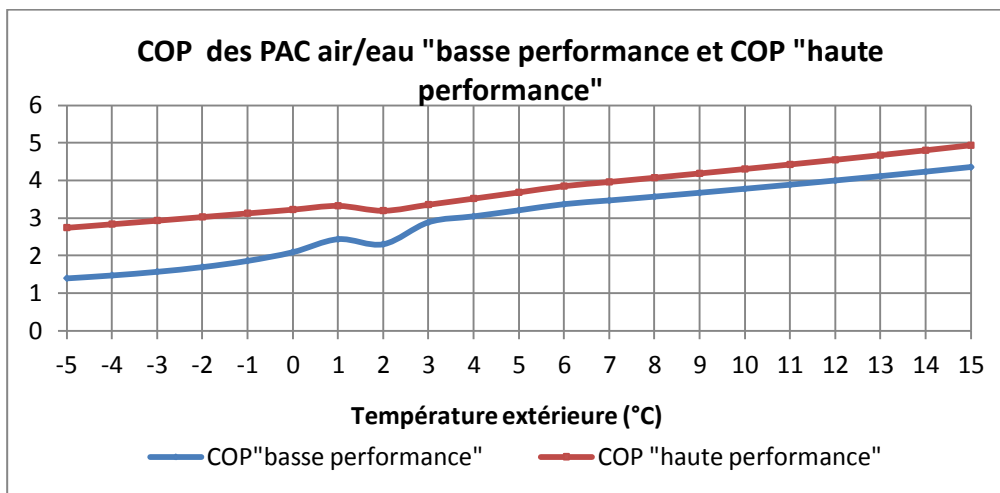


Figure 3.24 : COP régional pondéré des PAC air/eau.

On a fait aussi des calculs pour calculer un COP régional pondéré pour l'ensemble des bâtiments et systèmes considérés, pour représenter un scénario « basse performance » et un scénario « haute performance » :

- Pour le scénario « basse performance » on a supposé 100% de bâtiments sont équipés d'un système {PAC « min » + appoint }
- Pour le scénario « haute performance » on a supposé 100% de bâtiments sont équipés d'un système {PAC « max » + sans appoint }

Les COP des PAC air/eau correspondants à ces deux scénarios sont représentés dans la figure ci-après.



**Figure 3.25 :** COP des PAC air/eau correspondant au scénario « basse performance » et COP correspondant au scénario « haute performance ».

On remarque que la forme du COP pourrait être assez différente selon les hypothèses qu'on a faites.

Il nous reste cependant à tenir compte des PAC air/air dans le calcul du COP régional.

### 3.7 Modélisation des PAC air/air

On rencontre généralement très peu de PAC air/air "Tout ou rien". Le marché est dominé par les constructeurs japonais qui ont largement contribué à la diffusion de la technologie Inverter [108]. On suppose que les PAC air/air installées sont les PAC du type Inverter.

La performance des PAC air/air en fonction de la température extérieure est calculée d'une manière similaire. Le modèle est basé sur deux équations établies à partir de l'expression du coefficient de performance théorique.

$$COP = \frac{P_{cal}}{P_{elec}} \quad (3.17)$$

La variation de la puissance calorifique à pleine charge dans des conditions non nominales est calculée en fonction de la température de l'air à l'entrée de l'évaporateur (unité extérieure) et de la température d'entrée de l'air au condenseur (unité intérieure).

$$P_{cal} = P_{calnom} (1 + a(T_{ext} - T_{extnom}) + b(T_{int} - T_{intnom})) \quad (3.18)$$

La puissance électrique à puissance maximale dans les conditions non nominales est modélisée d'une manière similaire.

$$P_{elec} = P_{elecnom} (1 + c(T_{ext} - T_{extnom}) + d(T_{int} - T_{intnom})) \quad (3.19)$$

Les régressions sont développées à partir des données de constructeur utilisées dans le rapport Eco-Design (2012) [134] (rapport préparatoire à l'établissement d'un règlement européen sur les systèmes de climatisation centralisés, ce qui inclut les systèmes réversibles fonctionnant également en mode chauffage). On reprend le cas de base qui a été considéré dans l'étude comme représentatif, en termes de performances, de l'état actuel du marché européen. On considère la catégorie des systèmes splits, ceux-ci étant les systèmes air/air les plus répandus.

Après avoir recalculé la variation des performances de ce cas de base selon le modèle proposé dans le rapport, on applique notre propre modèle de régression aux données générées par ce modèle. Contrairement aux choix faits dans cette étude, on tient compte séparément de la dégradation de la puissance calorifique fournie par la PAC lors du dégivrage de l'échangeur extérieur. On considère le même modèle simplifié de dégivrage que les PAC air/eau (cf. 5.6.5).

On distingue également un scénario « Min » et un scénario « Max ». La PAC « Min » correspond au produit représentatif du stock de systèmes, donc des systèmes vendus avant 2000 et la PAC « Max » correspond au produit représentatif des ventes « actuelles », soit vers 2010.

Au final, on obtient le modèle simplifié de performance suivant (Tableau 3.9) :

**Tableau 3.9** : Données de référence et coefficients de régression.

	Scénario Min	Scénario Max
<b>Pcalo_référence (à pleine puissance)*</b>	7.5kW	
<b>Pelec_référence (à pleine puissance)*</b>	4.6kW	4.0kW
<b>T intérieure de référence*</b>	16°C	
<b>T extérieure de référence*</b>	-14.7°C	
<b>Coefficient de régression</b>		
<b>a</b>	-0,019191	
<b>b</b>	0,049192	
<b>b</b>	0,0095637	
<b>d</b>	0,0085339	

\*Source : Eco-Design (2012) [134]

Dans le cas, des PAC Inverter, les performances du système s'améliorent pour des taux de charge compris entre 40% et 100%. L'évolution du coefficient de charge partielle en fonction du taux de charge est donnée à la figure suivante. Cette courbe a été établie à partir de données communiquées par des fabricants de pompes à chaleur japonais [135] de l'étude Eco-Design. Ainsi la technologie Inverter, permet d'augmenter les performances de la pompe à chaleur lors de son fonctionnement à charge partielle jusqu'à un taux de charge partielle de 40%. Pour un taux de charge partielle inférieur à cette valeur, la pompe à chaleur fonctionne en mode marche arrêt et ne permet plus de bénéficier de la technologie Inverter [112].

Ce modèle peut se décomposer en deux parties : l'une caractérisant les performances de la PAC grâce à l'Inverter (40% <  $\tau$  < 100%) de façon linéaire, et l'autre caractérisant les performances pour un fonctionnement marche arrêt ( $\tau$  < 40%).

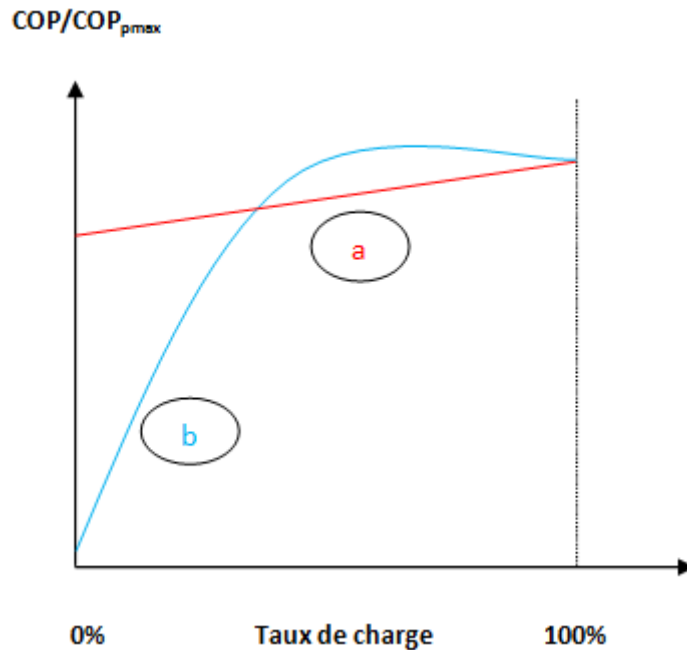
Au dessus du taux de charge de référence ( $PLR_{min}$ ), l'évolution du facteur de charge partielle en fonction du taux de charge est supposée linéaire [111]:

$$PLF = a \cdot PLR + b \quad (3.20)$$

$$a = \frac{1 - PLF_{min}}{1 - PLR_{min}} \text{ et } b = \frac{PLF_{min} - PLR_{min}}{1 - PLR_{min}} \quad (3.21)$$

Pour le fonctionnement marche arrêt ( $\tau$  < 40%), il y a deux phénomènes qui influencent la performance : la dégradation des performances liée à la perte d'énergie

nécessaire à l'établissement des pressions qui n'est que partiellement récupérée lorsque la machine s'arrête (a), et la présence de consommations électriques résiduelles alors que le compresseur est à l'arrêt (contrôles de l'équipement, ventilateur et/ou résistance de carter) (b).



**Figure 3.26 :** Dégradation du COP à charge partielle

a) Pour les pertes liées à l'établissement des pressions

$$\frac{COP}{COP_{(100\%)}} = 1 - C_d \cdot (1 - PLR) \quad (3.22)$$

b) Pour les pertes par consommation électrique pendant la phase arrêt :

$$\frac{COP}{COP_{(100\%)}} = \frac{PLR}{C_c \cdot PLR + (1 - C_c)} \quad (3.23)$$

$COP$	$COP$ à charge partielle
$COP_{(100\%)}$	$COP$ à puissance maximale
$PLR$	taux de charge
$C_d$	coefficient de dégradation lié à l'établissement des pressions
$C_c$	coefficient de dégradation lié aux consommations de veilles (arrêt du compresseur)

Cependant, comme pour les PAC air/eau, les consommations électriques résiduelles (b) sont non corrélées à la température extérieure et devraient être captées dans la part non-thermosensible de la demande électrique. On fait donc le choix de les exclure du modèle de thermosensibilité du COP.

Le coefficient de dégradation  $C_d$  caractérisant l'impact de l'établissement des pressions peut être pris égal à 0.1.

On considère par la suite les paramètres suivants :  $PLR_{min} = 0,4$  et  $PLF_{min}=1,4$ . C'est-à-dire qu'à 40% de taux de charge de la PAC, on considère que les performances à pleine charge sont augmentées de l'ordre de 40%.

### 3.7.1 Résultats PAC air/air

Comme pour les PAC air/eau, on distingue 4 scénarios de COP, en combinant un scénario avec appoint et un scénario sans appoint aux performances Min et Max des PAC. Contrairement aux PAC air/eau, on n'a plus à distinguer les trois catégories de bâtiments et de lois d'eau associées.

On obtient les résultats représentés dans la figure suivante.

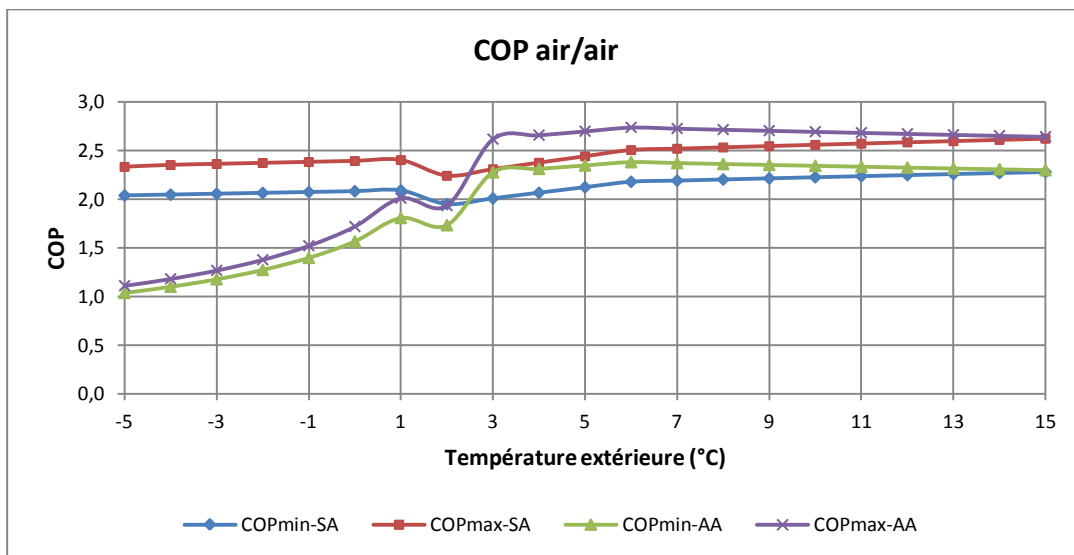


Figure 3.27 : COP des PAC air/air.

D'une manière similaire, on calcule un COP régional pondéré (Figure 3.26) pour l'ensemble des systèmes considérés. On suppose 50% de bâtiments équipés d'un système {PAC + appoint} et 50% de bâtiments sans appoint. On considère que 50% des PAC pouvaient être assimilées au scénario Min, et 50% au scénario Max.

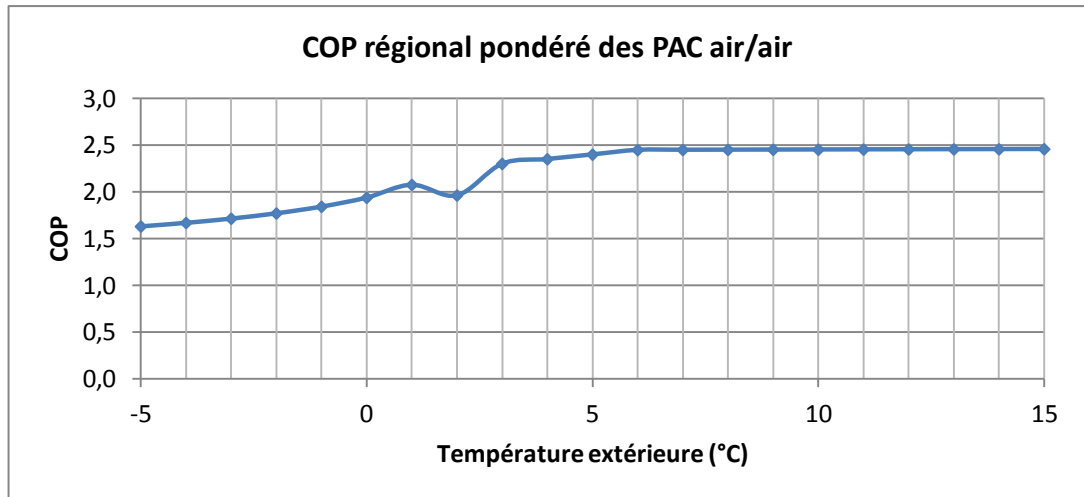


Figure 3.28 : COP régional pondéré des PAC air/air.

Le scénario « basse performance » et le scénario « haute performance » des PAC sont aussi pris en compte. Dans la figure ci-après, les COP des PAC air/air correspondants à ces différents scénarios sont représentés.

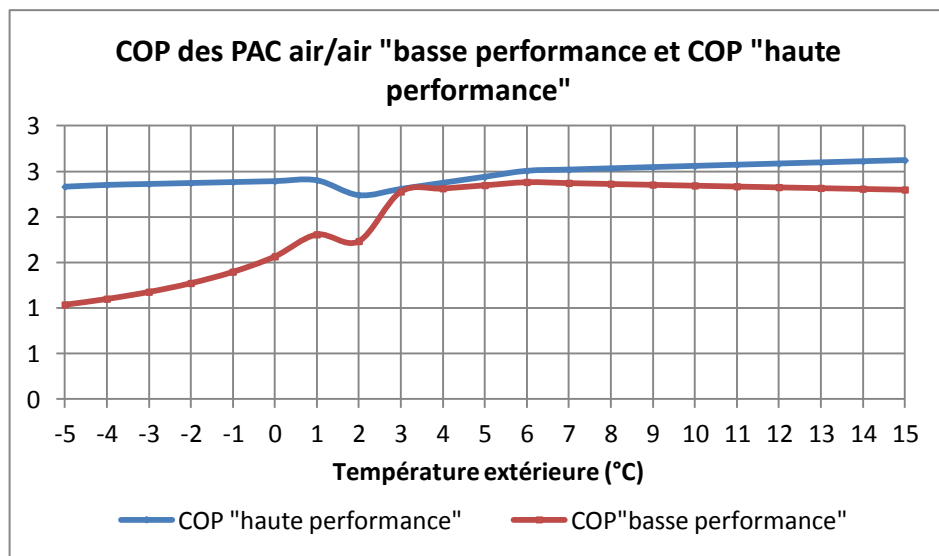


Figure 3.29 : COP des PAC air/air correspondants au scénario « basse performance » et au scénario « haute performance ».

### 3.8 Détermination d'un COP régional

Afin de déterminer un COP régional des PAC aérothermiques, il faut pondérer les COP moyens des PAC air/eau et des PAC air/air selon la répartition des PAC installées. En l'absence de données pour la région PACA, les seules données de répartition dont on dispose sont à l'échelle de la France. On suppose la même répartition de PAC à l'échelle nationale et à l'échelle du département. Ce sont les

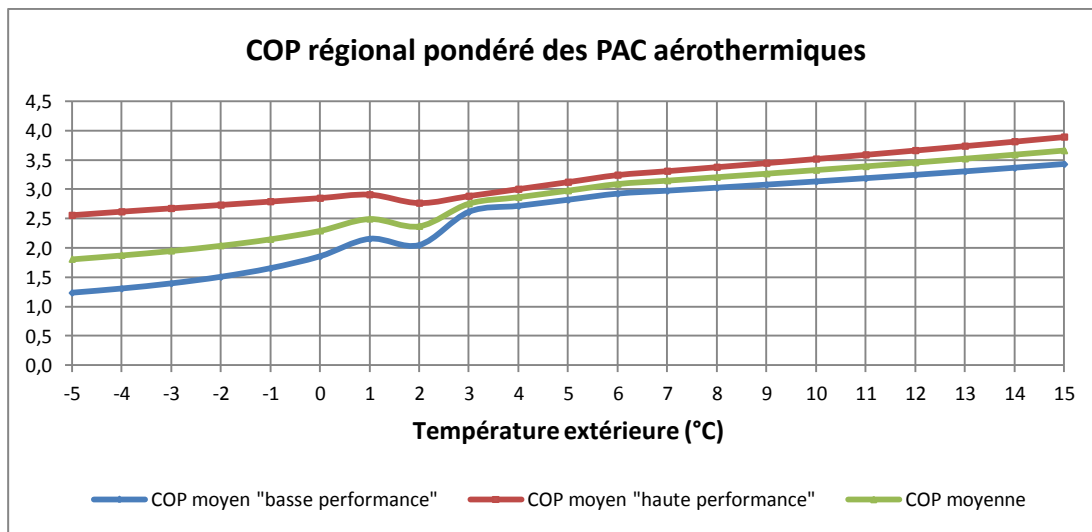
résultats de l'enquête réalisée à partir du panel consommateurs de TNS Sofres auprès d'un échantillon représentatif de 10 000 ménages (Tableau 3.10).

**Tableau 3.10** : Répartition de différents types de PAC installées dans le secteur résidentiel.

<b>Air/Eau</b>	47%
<b>Air/Air</b>	39%
<b>Sol/Sol</b>	4%
<b>Sol/Eau</b>	4%
<b>Eau glycolée/Eau</b>	4%
<b>Eau/Eau</b>	3%

Source : Données de l'enquête Sofres 2011[121]

A partir de ces données, on peut considérer que la répartition des PAC aérothermiques est de 55% de PAC air/eau 45% de PAC air/air. On en déduit le COP régional moyen pondéré de l'ensemble des PAC aérothermiques correspondant au scénario « moyen », au scénario « basse performance » et au scénario « haute performance » (Figure 3.31).



**Figure 3.30** : COP régional moyen pondéré de l'ensemble des PAC aérothermiques.

La variation obtenue du COP pourrait être régressée linéairement sur la température extérieure :

$$COP \text{ « basse performance »} = 0.1182 * Text + 1.9286$$

$$COP \text{ « haute performance »} = 0.0679 * Text + 2.8255$$

$$COP \text{ « moyenne »} = 0.0982 * Text + 2.3293$$



Ces résultats seront ensuite utilisés dans la partie suivante afin d'identifier la part non linéaire de la part thermosensible de la demande d'électricité.

### **3.9 Conclusion**

Cette étude a permis de modéliser de manière simplifiée l'influence de la température extérieure et des caractéristiques du parc de bâtiments sur la performance des COP à une échelle régionale. On a ainsi pu déterminer une courbe de performance moyenne régionale de performance des PAC aérothermiques.

Comme on considère une échelle agrégée, on a fait le choix d'un modèle pseudo-physique de performance des PAC calé sur des données de constructeurs. Le modèle de thermique du bâtiment est également très simplifié : la température intérieure constante et les besoins de chauffage sont corrélés linéairement à la température extérieure. Il n'est cependant pas sûr qu'avec des hypothèses plus détaillées on obtienne des résultats plus proches de la réalité, car les inconnues sont trop nombreuses.

Il est important de noter qu'en l'absence d'une connaissance suffisante du marché français des PAC, on a dû faire des hypothèses très simplifiées de répartition des systèmes. On a considéré des parts égales de systèmes avec appoint électrique et sans appoint. Les performances des PAC ont été calées sur des études précédentes. Ces études tenaient compte d'une certaine diversité de machines existantes. Mais on ne peut pas affirmer que cette diversité est représentative de la situation réelle en France, et encore moins de la région PACA. On a donc dû se contenter d'attribuer un poids équivalent au moins bon appareil et au meilleur appareil de chaque étude.

Pour affiner nos hypothèses de calcul de COP régional, on aurait besoin d'un jeu de données beaucoup plus important:

- Il faudrait connaître une répartition des ventes ou du stock de PAC par catégories de bâtiments, à l'échelle régionale. On pourrait augmenter le nombre de ces catégories en fonction des caractéristiques constructives.
- On aurait également besoin de données statistiques sur le dimensionnement des PAC par bâtiment ou au moins par catégorie de bâtiments. Il est cependant peu probable d'obtenir des données très détaillées.

- Des études de marché à l'échelle régionale permettraient de faire des suppositions de répartition des performances technologiques des PAC. Au minimum, on pourrait obtenir des répartitions de performances nominales (COP aux conditions de dimensionnement). En utilisant des cartes de performance des constructeurs, comme dans les études Ecodesign, on pourrait également affiner les modèles de pleine charge et de charge partielle.