

# Conception de la PAC air et eau à haute efficacité énergétique

## 2.1 - Objectifs

Les spécifications usuelles des pompes à chaleur résidentielles prenaient en compte un chauffage additionnel. De nombreuses pompes à chaleur ont été dimensionnées pour une production de chaleur maximale à 0 °C, le complément étant produit par des résistances électriques. Cette stratégie n'a pas d'avenir si des objectifs forts de limitation des émissions de CO<sub>2</sub> sont fixés pour le chauffage résidentiel. Le dimensionnement nominal doit alors fournir la totalité du besoin de chauffage à la température extérieure minimale.

D'autre part, pour que la pompe à chaleur puisse se substituer en grande partie à une chaudière traditionnelle utilisant un combustible il faut, pour limiter les coûts d'investissement, que la puissance de chauffage soit délivrée sur le réseau hydraulique existant avec des modifications les plus limitées possibles. Cette contrainte amène à chauffer l'eau à un plus haut niveau de température au point de sortie de la chaudière et donc au point de sortie du condenseur de la PAC. Dans le cadre de cette étude, la température de départ d'eau maximale est limitée à 65 °C.

De plus, une PAC en substitution de chaudière doit aussi assurer la production d'eau chaude sanitaire (ECS) à la fois en conditions d'hiver et hors de la saison de chauffage.

Compte tenu de ces différentes contraintes, une conception d'un système à puissance variable est indispensable pour atteindre un COP saisonnier élevé.

La conception et le développement d'une nouvelle pompe à chaleur air/eau pour les régions à climat froid et répondant partiellement au cahier des charges de la réhabilitation en France, constitue la base de la présente étude. Les systèmes de chauffage demandant une température de sortie d'eau de la PAC supérieure à 65 °C sont exclus.

Dans ce chapitre, les différentes voies d'amélioration des PAC air/eau sont rappelées. L'inversion PAC/machine de froid, le contrôle de la puissance, le fonctionnement sans appoint dans les conditions extrêmes de températures froides et la production combinée d'eau de chauffage et d'ECS, sont analysés. Un prototype intégrant les meilleures solutions disponibles est ensuite conçu avec le mélange de référence, le R-407C.

## 2.2 - Analyse des options techniques pour les PAC air/eau

En raison de l'importance récemment accordée à l'efficacité énergétique et à la réduction des émissions, les installations de chauffage à haut rendement sont devenues une option envisageable pour les installations neuves ou à rénover grâce aux économies qu'elles peuvent générer au cours de leur cycle de vie. Les éléments d'amélioration du fonctionnement des PAC (dégivrage, régulation, formulation des mélanges de fluides frigorigènes, vitesse variable) amènent à des COP annuels plus élevés d'où des économies annuelles importantes de consommation, même si les coûts initiaux sont légèrement augmentés.

## 2.2.1 - Les PAC inversables

Les générateurs thermodynamiques inversables destinés à l'habitat constituent un enjeu pour la diminution des consommations d'énergies. « L'inversabilité » des PAC air/eau est une option très répandue. Elle permet le chauffage en hiver et le rafraîchissement en été. Le système correspondant doit être équipé d'une vanne 4 voies d'inversion de cycle. L'eau qui circule dans le réseau hydraulique peut être chauffée ou refroidie selon que l'échangeur du réseau de chauffage fonctionne respectivement en condenseur ou en évaporateur. Cependant pour les PAC air/eau en réhabilitation la température d'eau circulant dans les radiateurs est limitée à la température de rosée (typiquement 18 °C de température sèche en été), ce qui limite fortement la capacité de rafraîchissement avec des radiateurs classiques.

Le générateur thermodynamique (PAC) est optimisé pour le chauffage ou le rafraîchissement. Dans le cadre de cette étude, le chauffage est le mode principal pour l'optimisation, le mode rafraîchissement est un mode secondaire dont les performances dépendent du dimensionnement en mode chauffage.

## 2.2.2 - Les PAC pour le marché de rénovation et pour les régions à climat froid

Les cycles actuellement utilisés dans les PAC présentent l'inconvénient de ne fonctionner que sur une plage restreinte de températures extérieures. Pour les pompes à chaleur conventionnelles, les températures en fin de compression dépassent généralement les valeurs limites imposées par les constructeurs. Pour résoudre le problème, les pompes à chaleur sont souvent des systèmes bivalents (générateurs thermodynamiques + résistance électrique compacte) dimensionnés pour fournir la totalité de besoin pour des températures extérieures modérées et accompagnés d'un appoint par effet Joule pour des températures extérieures plus basses.

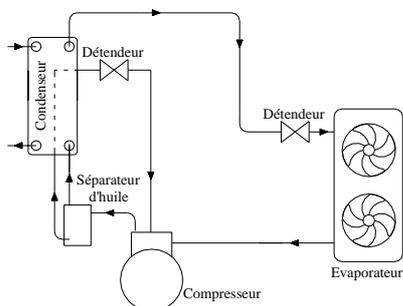


Figure 2.1-a : Le cycle mono-étagé avec un refroidisseur d'huile

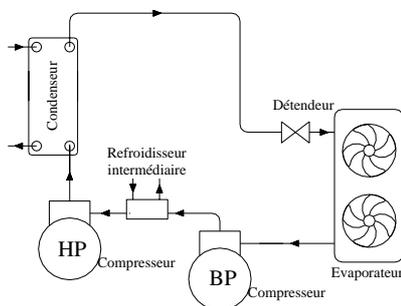


Figure 2.1-b : Le cycle bi-étagé avec un refroidisseur intermédiaire

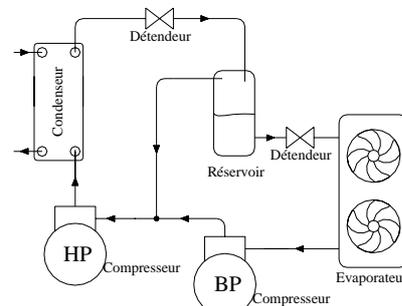


Figure 2.1-c : Le cycle bi-étagé à économiseur *simple*

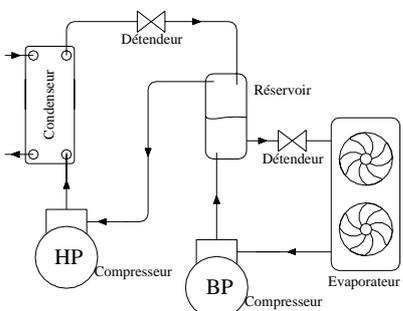


Figure 2.1-d : Le cycle bi-étagé à économiseur à *injection totale*

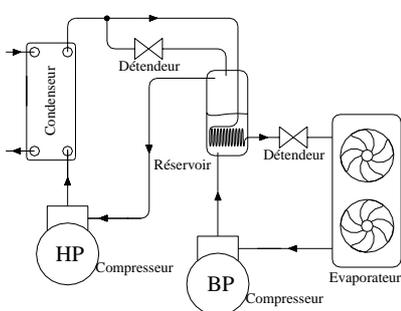


Figure 2.1-e : Le cycle bi-étagé à économiseur à *injection partielle*

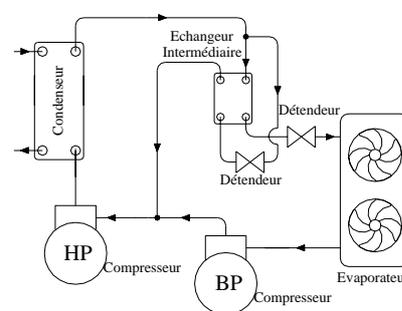


Figure 2.1-f : Le cycle bi-étagé à économiseur à *injection partielle modifiée*

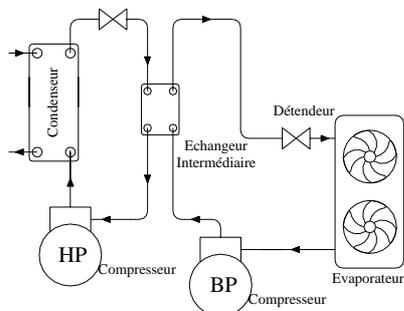


Figure 2.1-g : Le cycle en cascade

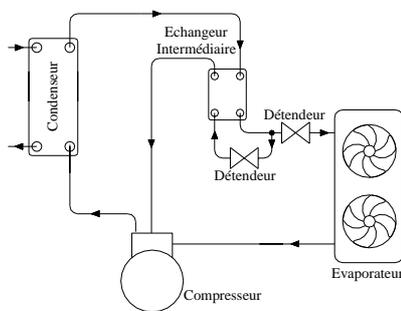


Figure 2.1-h : Le cycle à injection intermédiaire avec un seul compresseur

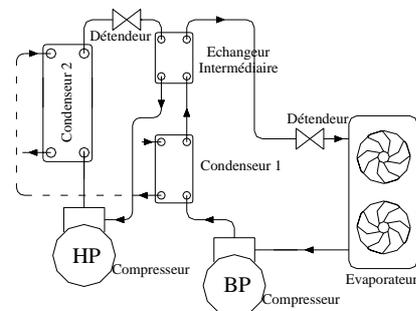


Figure 2.1-i : Le cycle bi-étagé avec un sous-refroidisseur en cascade

### Figure 2.1- Cycles de pompe à chaleur pour les régions à climat froid

Plusieurs options techniques (cf. figure 2.1) ayant pour but de diminuer les températures en fin de compression et d'augmenter le COP et la puissance fournie à faibles températures extérieures sont présentées dans une revue récente sur les PAC air/eau en région froide [Stefan, 2004]. Parmi ces cycles, adaptés aussi au marché de la rénovation, nous distinguons des cycles mono-étagés et d'autres bi-étagés.

#### ➤ Les cycles mono-étagés monovalents

Il est possible de fabriquer des pompes à chaleur mono-étagées pour des climats très froids et des températures élevées de départ d'eau. En effet, plusieurs compresseurs, conçus pour fonctionner avec des taux de compression élevés, sont déjà disponibles. Cependant, les performances mesurées avec ce type de compresseurs sont très faibles, comparées à celles des cycles bi-étagés. De plus, pour des températures extérieures modérées, la puissance fournie augmente rapidement, en même temps que le besoin de chauffage diminue. Le compresseur doit donc fonctionner en mode marche/arrêt (cyclage) sur des courtes durées, ce qui affecte négativement l'efficacité du cycle : les pics d'intensité de courant de démarrage se multiplient et les pertes à charges partielles dues à la consommation de veille augmentent (le temps de fonctionnement de la PAC devient faible).

Une autre solution pour étendre les limites de fonctionnement des cycles mono-étagés, consiste à injecter un débit non négligeable d'huile, séparé dans un séparateur d'huile et refroidi dans le condenseur, pour refroidir le fluide frigorigène en cours de compression. Ce circuit est représenté schématiquement figure 2.1-a. Les deux inconvénients majeurs de ce cycle sont ses faibles performances et sa capacité directement liée au débit et à la température de retour d'huile.

#### ➤ Les cycles bi-étagés monovalents

Les cycles bi-étagés comparés et analysés sont :

- le cycle bi-étagé avec un refroidisseur intermédiaire
- le cycle bi-étagé à économiseur et qui comporte :
  - le cycle bi-étagé simple
  - le cycle bi-étagé à injection totale
  - le cycle bi-étagé à injection partielle
  - le cycle bi-étagé à injection partielle modifiée
- le cycle en cascade
- le cycle à injection intermédiaire avec un seul compresseur
- le cycle bi-étagé avec un sous-refroidisseur en cascade.

► Dans le cycle bi-étagé avec un refroidisseur intermédiaire (cf. figure 2.1-b), la vapeur refoulée par le compresseur basse pression est refroidie dans un échangeur intermédiaire. Ce refroidissement, limité par la température de retour d'eau de chauffage, est généralement insuffisant et n'amène pas à une réduction forte de la température de refoulement en sortie du compresseur haute pression.

Comparativement aux autres cycles bi-étagés, les avantages du cycle avec un refroidisseur intermédiaire sont la simplicité du circuit frigorifique et la possibilité de moduler la puissance chaude par la configuration des compresseurs. Dans ce dernier cas, des vannes supplémentaires sont nécessaires.

► L'injection vapeur ou liquide entre les deux compresseurs peut aussi servir pour le refroidissement des vapeurs au niveau de la pression intermédiaire. **Les cycles à économiseur** qui en résultent, varient en fonction des applications et des contraintes techniques [Duminil, 1996]. Les principales modifications d'un cycle à un autre (cf. figures 2.1-c à 2.1-f) sont liées aux problèmes de l'échauffement excessif au cours de la compression, de l'alimentation risquée par un mélange liquide-vapeur du détendeur basse pression et surtout de l'accumulation d'huile en raison des faibles vitesses des vapeurs dans les bouteilles avec les frigorigènes miscibles à l'huile. L'utilisation de la bouteille contribue aussi à augmenter la charge en fluide frigorigène du système, avec les inconvénients suivants :

- augmentation du TEWI direct (émissions liées à la fuite du fluide frigorigène),
- variation de la composition circulante des mélanges zéotropes du fait de la différence de volatilité des corps purs mélangés (cas des mélanges utilisés).

Le tableau 2.1 dresse une comparaison simple et relative entre ces types de cycles.

**Tableau 2.1 - Comparaison relative des différents cycles à économiseur**

Cycles à économiseur	Possibilité d'une		Efficacité globale	Coûts	Température de refoulement
	mauvaise alimentation du détendeur	Accumulation d'huile			
1- Cycle simple	Oui	Oui	+	+	Elevée
2- Cycle à injection totale	Oui	Oui	+++	++	Faible
3- Cycle à injection partielle	Non	Oui	++	+++	Faible
4- Cycle à injection partielle modifiée	Non	Non	++	+++	Faible

Le cycle à économiseur **à injection partielle modifiée** s'avère être le plus compatible pour notre application. Les problèmes liés à l'accumulation d'huile et à la mauvaise alimentation du détendeur sont résolus en remplaçant la bouteille par un échangeur intermédiaire (cf. figure 2.1-f). Ceci permet aussi une forte réduction de la charge en fluide frigorigène du système. Nous retiendrons ce cycle pour la suite de l'analyse.

► Lorsque la différence de température entre la source froide et le puits chaud dépasse un certain seuil, **le cycle en cascade** (cf. figure 2.1-g) peut devenir plus performant que les autres cycles bi-étagés. Mais, le cycle en cascade présente les inconvénients suivants : il est non inversable ou difficile à inverser et non modulable en terme de puissance calorifique fournie.

► **Le cycle bi-étagé à injection intermédiaire avec un seul compresseur** (cf. figure 2.1-h) et le cycle bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée (cf. figure 2.1-f) sont étudiés et comparés dans une étude récente sur les cycles de PAC air/eau [Zehnder, 2004]. Les résultats obtenus montrent une légère amélioration du COP du cycle à deux compresseurs par rapport au cycle à injection intermédiaire avec un seul compresseur.

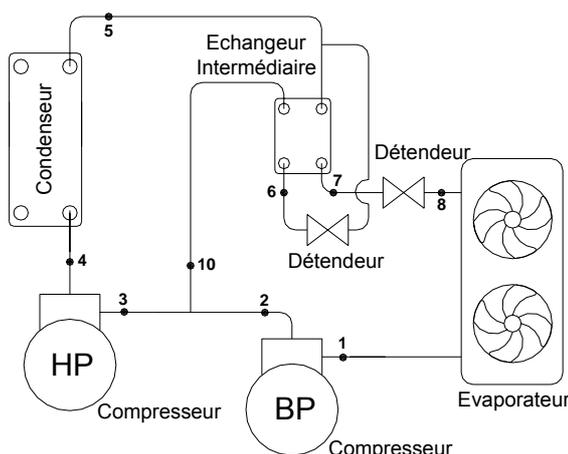
► **Le cycle bi-étagé avec un sous-refroidisseur en cascade** (cf. figure 2.1-i) résulte d'une combinaison entre le cycle à cascade et le cycle avec un refroidisseur intermédiaire. La puissance et l'efficacité de ce cycle sont directement liées à la température de retour d'eau de chauffage. Dans ce dernier, la puissance peut être fournie en deux niveaux, soit par le fonctionnement en série, soit par le fonctionnement avec le compresseur basse pression.

Le tableau 2.2 montre une comparaison simple et relative entre ces types de cycles. Il résume les différentes observations mentionnées précédemment. Le degré de comparaison est présenté par le nombre des signes (+).

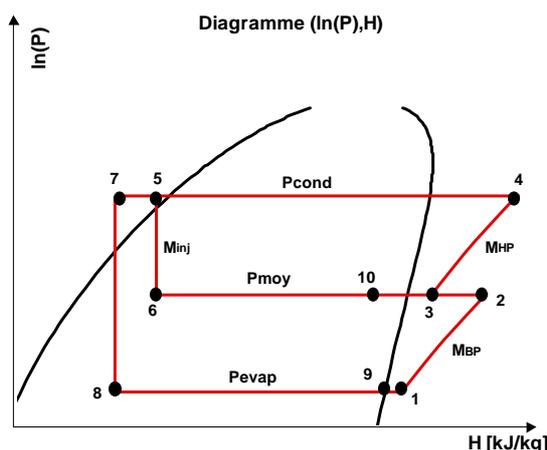
**Tableau 2.2 - Comparaison relative des différents cycles de PAC pour les régions froides**

Cycles de PAC	Nb. de niveaux de contrôle de puissance	Réversibilité	Efficacité globale	Puissance fournie	Température de refoulement
1- Mono-étagé	1	Simple	+	+	Elevée
2- Mono-étagé avec un refroidisseur d'huile	1	Complicé	+	+	Acceptable
3- Bi-étagé avec un refroidisseur intermédiaire	3	Complicé	+++	++++	Acceptable
4- Bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée	3	Simple	+++	++++	Faible
5- En cascade	1	Complicé	++++	++++	Faible
6- Bi-étagé à injection intermédiaire avec un seul compresseur	1	Simple	++	++	Elevée
7- Bi-étagé avec un sous refroidisseur en cascade	2	Complicé	++	+++	Elevée

Le cycle bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée (cf. figure 2.2), présentant le meilleur compromis, est retenu pour la suite de cette étude. Le cycle suivi par le frigorigène est représenté sur la figure 2.3.



**Figure 2.2- Cycle bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée**



**Figure 2.3- Diagramme (ln(P), H) du cycle bi-étagé à injection partielle modifiée**

Les étapes du cycle sont :

- 1-2 : compression de  $M_{BP}$  en phase vapeur de  $P_{evap}$  à  $P_{moy}$
- 2-3 : désurchauffe grâce au mélange des débits  $M_{BP}$  en état 2 et  $M_{inj}$  en état 10 pour constituer  $M_{HP}$  l'état 3.
- 3-4 : compression des vapeurs  $M_{HP}$  de  $P_{moy}$  à  $P_{cond}$
- 4-5 : désurchauffe, condensation à  $P_{cond}$  et sous-refroidissement de  $M_{HP}$ .
- 5-6 : détente isenthalpique de  $M_{inj}$  de  $P_{cond}$  à  $P_{moy}$
- 6-10 : évaporation de ce même débit pour le sous-refroidissement du débit masse  $M_{BP}$
- 5-7 : sous-refroidissement du débit masse  $M_{BP}$  dans l'échangeur intermédiaire
- 7-8 : détente du débit  $M_{BP}$  de  $P_{cond}$  à  $P_{evap}$
- 8-9 : évaporation
- 9-1 : surchauffe.

### 2.2.3 - Les PAC à puissance variable

L'efficacité énergétique des systèmes de chauffage par pompe à chaleur constitue un enjeu considérable (cf. chapitre 1). Les performances énergétiques saisonnières doivent être continûment améliorées. La variation de puissance est une des voies d'amélioration. Celle-ci permet d'adapter le fonctionnement de la machine au plus près des besoins thermiques des locaux à traiter et de réduire les consommations énergétiques.

L'intérêt des systèmes à puissance variable est fort :

- une augmentation du coefficient de performance saisonnier,
- une température intérieure plus stable permettant un confort de chauffage supérieur pour l'utilisateur et
- une réduction des pics d'intensité de courant de démarrage.

Le Copeland digital scroll, les systèmes bi-compresseurs, la variation de vitesse, le Bristol Twin Single, et la variation de la composition par distillation contrôlée sont les technologies, les plus connues, de variation de puissance. Ces cinq technologies sont comparées, analysées et testées dans une étude récente [Flach, 2004] sur les PAC air/eau pour le secteur résidentiel. Le tableau 2.3 résume les principaux résultats et conclusions obtenus en termes de disponibilité, de coûts d'installation et d'efficacité globale.

**Tableau 2.3 - Comparaison relative des différentes technologies de variation de puissance**

Technologie	Coûts de l'installation	Disponibilité	Efficacité globale	Adaptation au climat froid
<b>1- Le Copeland digital scroll</b> (Breveté par Copeland)	Moyens +	Moyenne +++	Moyenne ++	Non
<b>2- Les systèmes bi-compresseurs</b> (Répandus en Europe)	Moyens ++	Elevée ++++	Elevée +++	Oui
<b>3- La variation de vitesse</b> (Développée par les sociétés japonaises)	Elevés +++	Faible ++	Elevée ++++	Non
<b>4- Le Bristol Twin Single</b> (Développé par la société Bristol)	Faibles +	Moyenne +++	Faible +	Non
<b>5- La variation de la composition</b> (Développée par les sociétés japonaises)	Elevés ++++	Très faible +	Elevée ++++	Oui

Les résultats montrent des rendements effectifs supérieurs de la technologie de variation de vitesse par rapport à la technologie bi-compresseurs et la technologie digital scroll. D'autre part, le compresseur modulaire à pistons « Twin Single », simple et économiquement plus compétitif que les autres technologies, présente peu d'intérêt du point de vue énergétique. Enfin, la technologie de variation de la composition présente un manque de rapidité au niveau de la régulation, est peu commercialisée et son utilisation est limitée à quelques fabricants japonais.

Dans le cas de notre application pour les régions à climat froid, les contraintes liées à la température de refoulement et au taux de compression viennent limiter le choix à la technologie bi-compresseurs et la technologie de variation de composition. Les compresseurs à vitesse variable dotés d'une entrée d'injection intermédiaire sont actuellement inexistantes. Le développement d'une telle technologie est loin d'être étudié, en raison des complexités géométriques liées à l'étanchéité et à la lubrification du compresseur à vitesse variable.

La technologie de la variation de vitesse présente aussi des coûts supplémentaires et n'est quasiment pas accessible pour les constructeurs européens de PAC à ce jour. Les solutions utilisant des cycles bi-étagés, avec deux compresseurs à vitesse variable, ou un compresseur à vitesse fixe et un autre à vitesse variable, sont peu attractives du point de vue économique et technique.

Les performances de la technologie bi-compresseurs sont proches des performances de la technologie de variation de vitesse pour un coût plus faible. **Cette solution est retenue**

**pour la suite de l'étude.** Il est alors intéressant de concevoir un circuit et des aménagements de vannes pour passer d'un système bi-étagé à un système mono-étagé en fonction de la température extérieure. En considérant la possibilité de fonctionner à trois niveaux de puissances, ce type de PAC est adapté pour créer une gamme de modèles et pour l'application au marché de la rénovation.

Dans ce qui suit, nous décrivons un dispositif simple de modulation de puissance par variation de composition. Ce dispositif sera installé et testé au cours de cette thèse.

### ➤ Contrôle de puissance par variation de la composition circulante

Les pompes à chaleur air/eau résidentielles sont généralement équipées d'un réservoir anti-coup liquide qui sert à protéger le compresseur.

Un dispositif simple et facile à mettre en oeuvre pour le contrôle de puissance consiste à utiliser la bouteille anti-coup liquide comme un réservoir de stockage ou de séparation. Les principaux composants utilisés sont présentés figure 2.4.

La régulation de la puissance s'effectue en tirant parti du caractère zéotrope des mélanges pour contrôler la composition du frigorigène en circulation dans le système.

Pour modifier la composition circulante (et donc varier la puissance fournie), la vanne 4 voies est positionnée de telle manière que le débit sortant de l'évaporateur passe selon 1-2, puis selon 4-3. Dans le même temps, le détendeur de l'évaporateur est réglé de telle manière que le débit de frigorigène sorte de l'évaporateur en état diphasique. Une phase liquide est donc piégée dans le réservoir séparateur. Cette phase liquide est plus riche en composants dont la température normale d'ébullition est plus élevée (R-134a dans le cas du mélange R-407C (R-32/125/134a, 23/25/52 % en masse)).

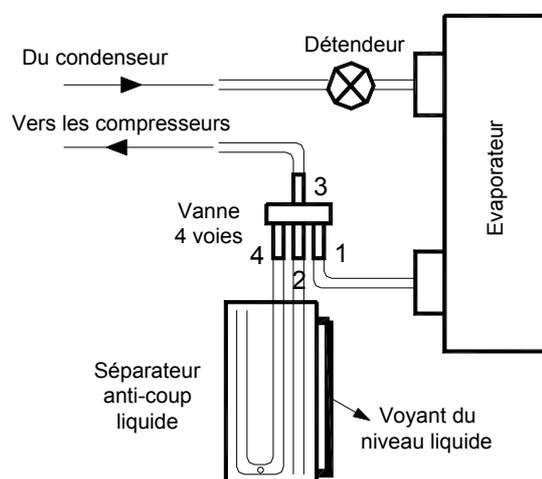


Figure 2.4- Schéma du circuit de contrôle de puissance par séparateur

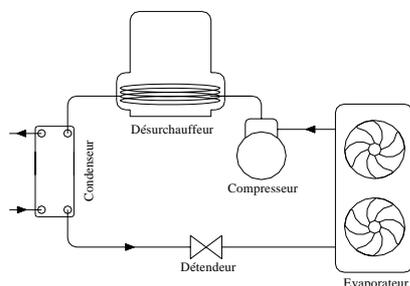
Une fois que le réservoir est rempli d'une quantité définie de liquide, le réglage devient identique au réglage de base, à savoir la vanne 4 voies en position 1-3 et le détendeur contrôlant l'évaporation sans qu'il y ait le débit diphasique à la sortie de l'évaporateur. Le résultat est que toutes choses égales par ailleurs, la composition circulante est enrichie en composants plus volatils (R-125 et R-32 dans le cas du mélange R-407C). Compte tenu des propriétés thermodynamiques du frigorigène, ceci amène à une variation de la puissance du système (accroissement de la puissance dans le cas du mélange R-407C).

Pour retrouver la composition circulante initiale, la vanne 4 voies est ouverte et les fluides moins volatils du réservoir re-circulent dans le système. Durant cette phase, la vanne de détente assure la surchauffe à la sortie de l'évaporateur.

Ce système assure la séparation des composants du mélange. L'intensité de séparation dépend du volume du réservoir, du volume des éléments du circuit de la PAC, de la charge et de la composition initiales du mélange, du contrôle du titre à la sortie de l'évaporateur et des conditions thermodynamiques (niveaux de température et de pression).

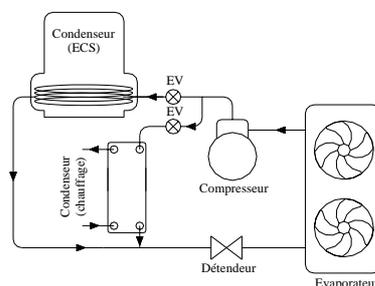
## 2.2.4 - Les PAC pour la production combinée de chauffage et d'ECS

La pompe à chaleur pour le chauffage et la production d'ECS visée doit être inversable et doit produire l'ECS en été et en hiver. L'ECS est produite par la désurchauffe du fluide au refoulement HP, ou par un fonctionnement en parallèle ou en série. Les solutions techniques pour la production combinée de chauffage et d'ECS sont présentées figure 2.5 [Dominique, 2003].



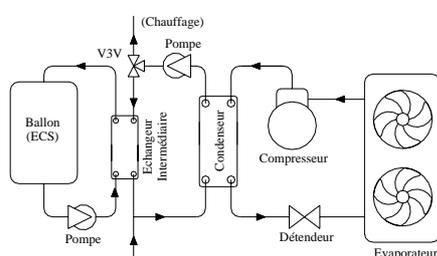
**Fig. 2.5-a**

Production d'ECS (Solution technique 1)



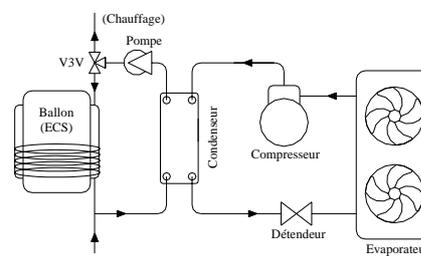
**Fig. 2.5-b**

Production d'ECS (Solution technique 2)



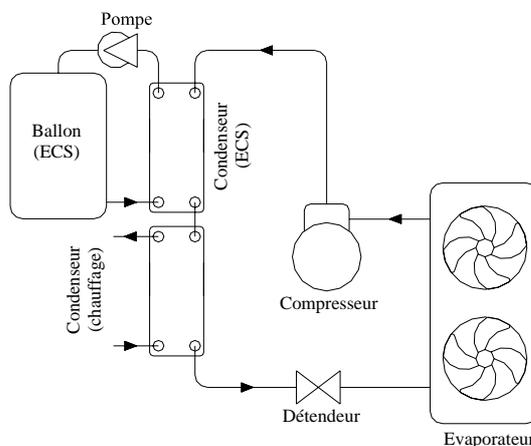
**Fig. 2.5-c**

Production d'ECS (Solution technique 3)



**Fig. 2.5-d**

Production d'ECS (Solution technique 4)



**Fig. 2.5-e**

Production d'ECS (Solution technique 5)

**Figure 2.5- Solutions techniques pour la production combinée de chauffage et d'ECS**

### ➤ Chauffage et production d'ECS par désurchauffe

La vapeur chaude au refoulement du compresseur se refroidit pour chauffer l'ECS dans un ballon désurchauffeur (cf. figure 2.5-a).

La production d'ECS est directement liée au chauffage et est alors arrêtée hors saison de chauffe. En effet, la production d'ECS seule peut causer une dégradation des performances de la PAC du fait d'un sous-dimensionnement du ballon désurchauffeur pour ce régime de fonctionnement.

## ➤ Chauffage et production d'ECS en parallèle

### 1- Chauffage et production d'ECS en parallèle sur le circuit frigorigène

Ce système est utilisé avec les PAC à plusieurs compresseurs ou à compresseurs à vitesse variable (cf. figure 2.5-b). Les productions d'ECS et de chauffage sont effectuées indépendamment l'une de l'autre. Une vanne solénoïde permet le choix entre les deux modes de production. La priorité est donnée à la production d'ECS.

### 2- Chauffage et production d'ECS par type du ballon

Dans ce cas, le choix entre les deux modes de production s'effectue sur le circuit d'eau. Deux solutions pour la production d'ECS sont possibles :

- l'ECS est produite dans le ballon, ce qui impose l'utilisation d'un échangeur intermédiaire pour éviter le mélange entre l'ECS et l'eau de chauffage (cf. figure 2.5-c) ;
- la production s'effectue sur la paroi du ballon. Dans ce cas, l'échangeur intermédiaire n'est plus indispensable mais le ballon sanitaire doit avoir une géométrie spécifique (cf. figure 2.5-d).

## ➤ Chauffage et production d'ECS en série

L'installation est constituée de deux condenseurs en série (cf. figure 2.5-e). **Cette solution technique présente plusieurs avantages, elle est retenue pour la suite de l'étude.**

Deux circuits hydrauliques indépendants permettent le choix entre les différents modes de production par une simple logique marche/arrêt des pompes. Le ballon d'ECS n'a pas de géométrie spécifique.

Pour un système inversable, cette solution permet la production d'ECS dans les deux modes, chauffage et rafraîchissement, en introduisant le condenseur d'ECS dans la boucle de la vanne 4 voies inversable.

Un bon dimensionnement du condenseur d'ECS permet la production d'ECS par désurchauffe durant la saison de chauffe et par condensation complète hors saison de chauffe. En effet, pour la saison de production d'ECS seule, une PAC dotée de plusieurs compresseurs fonctionnant avec le compresseur le moins puissant permet une adaptation de la puissance fournie aux dimensions du condenseur d'ECS, ce dernier est ainsi capable de désurchauffer puis condenser le débit de frigorigène sans entraîner une diminution des performances de la PAC.

Cette solution permet aussi de ramener la PAC à la température de chauffage tout en produisant de l'ECS à un niveau de température supérieur. Le COP est alors plus élevé dû à une pression au condenseur plus faible. Ce cas est schématisé sur les figures 2.6 et 2.7.

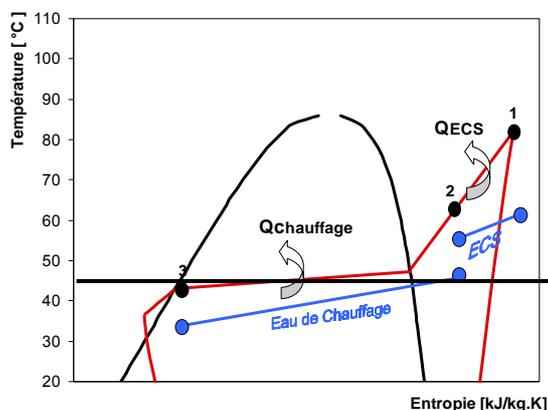


Figure 2.6- Diagramme (T,S), production d'ECS en série avec le chauffage, fluide R-407C

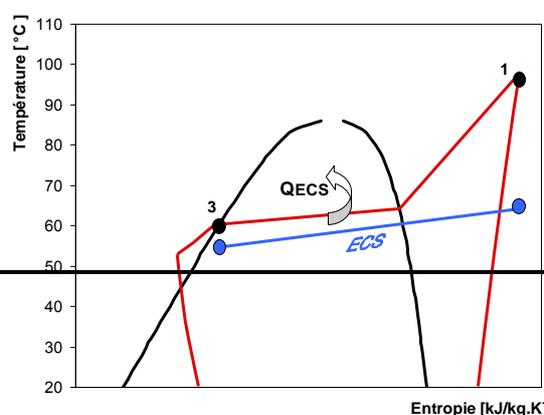


Figure 2.7- Diagramme (T,S), production d'ECS seule, fluide R-407C

## 2.3 - Description de la PAC air/eau combinant les différentes fonctions

L'installation prototype, combinant l'ensemble des options techniques choisies, a été soigneusement instrumentée comme indiqué figure 2.8 (circuit frigorigène, mode chauffage, fonctionnement bi-étagé). La nomenclature de l'ensemble des composants est détaillée en annexe 1.

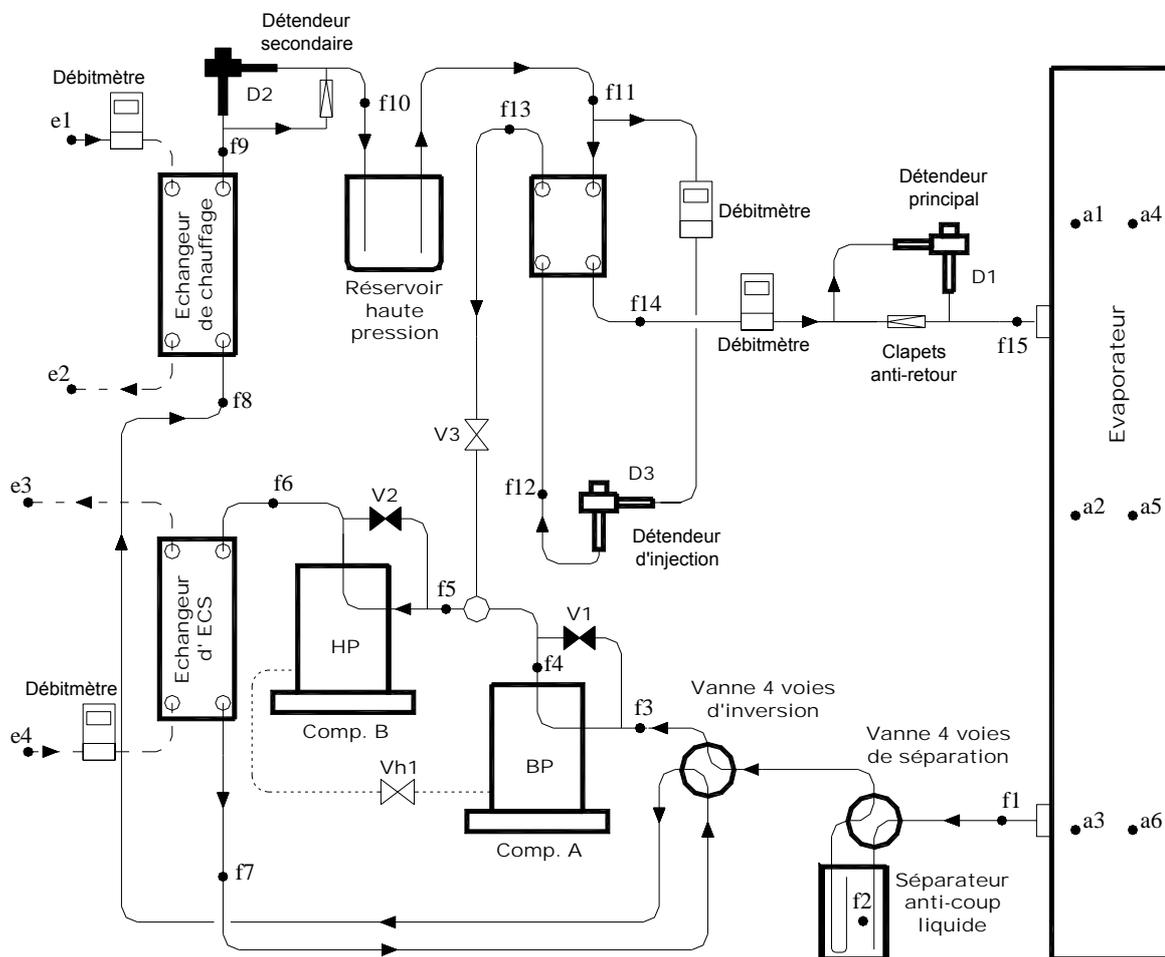


Figure 2.8- La PAC air/eau inversable (circuit frigorigène, mode chauffage, fonctionnement bi-étagé)

a : instrumentation sur l'air, f : instrumentation sur le fluide frigorigène, e : instrumentation sur l'eau

### 2.3.1 - Les modes de fonctionnement

Les différents modes de fonctionnement réalisables sont : le mode de chauffage, le mode de rafraîchissement, le mode de dégivrage et le mode d'équilibrage d'huile.

#### ➤ Fonctionnement en mode chauffage

Dans la configuration bi-étagée, le compresseur **A** est le compresseur basse pression. Il aspire le débit  $M_{BP}$  sortant de l'évaporateur au point f1. Les vapeurs refoulées par le compresseur **A** sont aspirées par le compresseur haute pression **B** qui aspire en même temps le débit  $M_{inj}$  provenant du sous-refroidisseur/économiseur, le mélange s'effectuant au point f5 (les vannes V1 et V2 sont fermées, V3 est ouverte).

Le compresseur haute pression refoule le débit total  $M_{HP}$  dans l'échangeur d'ECS. En cas d'une production combinée de chauffage et d'ECS, l'eau sera chauffée en utilisant essentiellement la désurchauffe du fluide frigorigène.

Lors du fonctionnement en mode chauffage, le mélange de fluides frigorigènes se condense dans l'échangeur du réseau de chauffage. En sortie de cet échangeur, le mélange passe dans une bouteille accumulatrice puis, au point f11, le débit se divise en deux. Le débit principal  $M_{BP}$  va à l'évaporateur après avoir subi un sous-refroidissement et un débit dérivé  $M_{inj}$ , mesuré dans le deuxième débitmètre, est évaporé au sous-refroidisseur/économiseur. Ce débit  $M_{inj}$  une fois évaporé est mélangé avec  $M_{BP}$  formant ainsi  $M_{HP}$  aspiré par le compresseur HP (comme indiqué auparavant).

Pour un fonctionnement mono-étagé, seul le compresseur **A** ou le compresseur **B** fonctionne. En mono-étagé avec le compresseur **A**, les vannes V1 et V3 sont fermées, V2 est ouverte. En mono-étagé avec le compresseur **B**, les vannes V2 et V3 sont fermées, V1 est ouverte. A noter que le seul rôle de la vanne V3 est d'assurer une étanchéité sûre du détendeur à injection pour les configurations mono-étagées.

### ➤ **Fonctionnement en mode rafraîchissement**

Pour le mode rafraîchissement, nous avons le choix entre le fonctionnement avec le compresseur **A** ou le compresseur **B** en configuration mono-étagée. Pour ce mode de fonctionnement, la configuration bi-étagée, qui est aussi réalisable, ne présente pas d'intérêt en raison d'une faible différence de températures entre la source froide et le puits chaud.

Lors de l'inversion du cycle par la vanne 4 voies, l'échangeur du réseau de chauffage fonctionne en évaporateur pour refroidir l'eau au point e1 (cf. figure 2.8). La vapeur surchauffée au point f8 ou f3 est comprimée jusqu'au point 6 (la vanne V3 est fermée). A ce niveau, l'échangeur du réseau d'ECS fonctionne en désurchauffe ou en condensation complète des gaz refoulés. Arrivant en sortie de l'échangeur tubes-ailettes, qui est maintenant un condenseur, le mélange est détendu dans le détendeur secondaire D2, puis évaporé dans l'échangeur du réseau de chauffage (évaporateur).

La production d'ECS est directement liée aux températures des gaz refoulés et aux besoins de rafraîchissement. Des températures de refoulement inférieures à 60 °C ne permettent pas la production d'ECS en désurchauffe des vapeurs en sortie du compresseur. De plus, la production d'ECS n'est possible qu'en mode combiné d'ECS et de rafraîchissement.

Pour résoudre ces problèmes, deux cas sont à distinguer.

- Lors d'un besoin de rafraîchissement, l'ECS est produite en désurchauffe si la température de refoulement des gaz refoulés est élevée, et en condensation complète si la température de refoulement est faible. Dans ce dernier cas, le ventilateur de l'échangeur tubes-ailettes est arrêté (PAC eau/eau).
- Si le besoin de rafraîchissement est nul, le cycle est inversé en mode chauffage et l'ECS est produite en mode production d'ECS seule.

### ➤ **Fonctionnement en mode dégivrage**

L'étude de la distribution des températures d'air pour différents climats français montre que le dégivrage est un point clé à considérer. Plus de 50 % de la consommation saisonnière est comprise entre 0 °C et 6 °C pour Nancy et 2 °C et 7 °C pour Trappes, d'où l'importance de concevoir une unité performante sur ce point. Dans cet intervalle de températures, le dégivrage des batteries d'évaporateur tubes-ailettes influence d'une façon significative les performances de la machine.

Le dégivrage par inversion de cycle (l'énergie est en partie extraite du circuit de chauffage, le condenseur fonctionne en évaporateur) et le dégivrage par gaz chaud (le condenseur est bi-passé, le compresseur fournit toute la chaleur de dégivrage de l'évaporateur) sont les deux techniques de dégivrage les plus courantes des PAC air/eau (cf. figures 2.9 et 2.10).

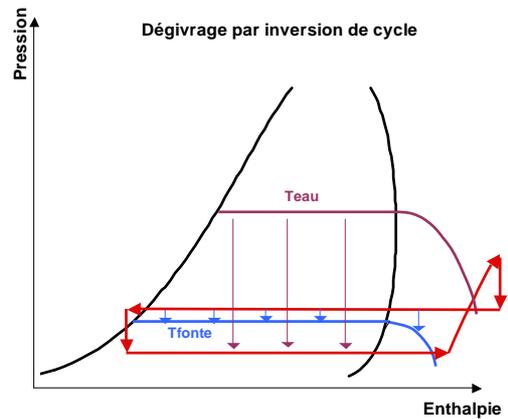
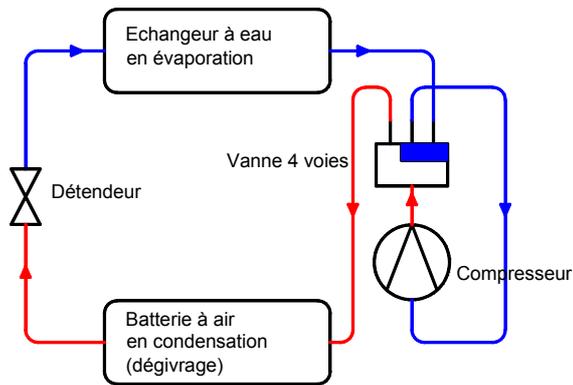


Figure 2.9- Le dégivrage par inversion de cycle – Evolution du cycle sur un diagramme (P,H)

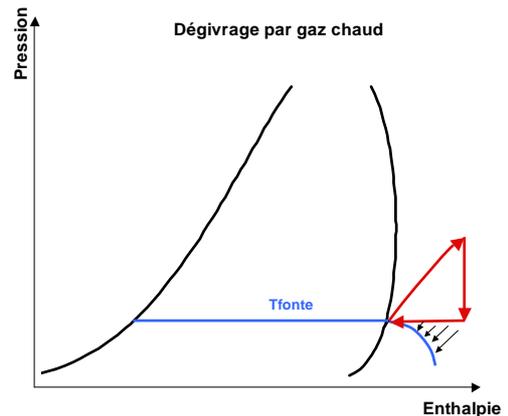
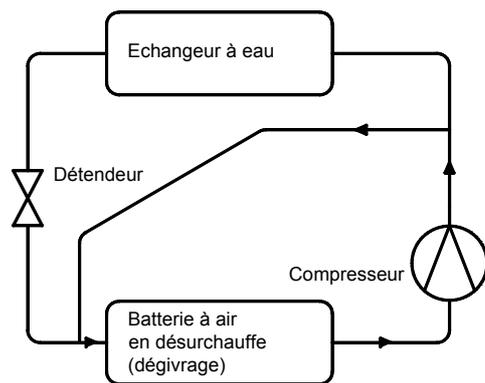


Figure 2.10- Le dégivrage par gaz chaud – Evolution du cycle sur un diagramme (P,H)

Pour les cycles bi-étagés, les performances obtenues dans [Zehnder, 2004] montrent une meilleure adaptation du mode à inversion de cycle par comparaison au mode gaz chaud. En effet le mode de dégivrage par gaz chaud fournit une faible puissance et nécessite un temps de fonctionnement plus long que celui du mode à inversion de cycle. Avec le mode gaz chaud, la réduction moyenne de l'énergie fournie et du COP peut atteindre 20 à 25 % comparativement au fonctionnement en régime stationnaire. Cette réduction est estimée à une valeur inférieure à 10 % pour le mode à inversion.

La méthode du dégivrage par inversion de cycle exploite la possibilité intrinsèque d'un système thermodynamique de permuter les rôles de l'évaporateur et du condenseur. Les générateurs thermodynamiques inversables sont prévus pour chauffer l'habitation l'hiver et la rafraîchir l'été. L'inversion de cycle est donc la méthode privilégiée.

Une étude récente [Argaud, 2001] sur l'amélioration des cycles de dégivrage par inversion de cycle a montré la possibilité de bi-passer le détendeur secondaire (D2) lors de la phase de dégivrage (en reliant directement les circuits haute et basse pressions, la puissance disponible sur l'échangeur condenseur est suffisante pour garantir l'absence de liquide à l'aspiration du compresseur). Cette solution amène à réduire le temps de dégivrage et à améliorer le COP. En effet, lors de dégivrage par inversion du cycle, l'écart entre les pressions de condensation et d'évaporation étant diminué, le détendeur s'ouvre et atteint son maximum. Ceci se traduit par une dégradation des performances et un rallongement de la durée de dégivrage (diminution du débit frigorigène et de la pression d'aspiration, augmentation de la surchauffe, de la désurchauffe et du sous-refroidissement).

Le mode à inversion de cycle est retenu pour la PAC air/eau à haute efficacité énergétique et économique. Cette PAC étant inversable, le dégivrage par inversion de cycle ne nécessite aucun coût supplémentaire pour son introduction (coût lié à deux vannes d'arrêt ou à une vanne 3 voies pour la configuration du circuit en mode dégivrage par gaz chaud).

## ➤ Gestion du retour d'huile aux compresseurs

Les concepts de systèmes bi-étagés montrent un grand potentiel d'amélioration de performances tout en laissant une grande liberté de réglage de la puissance de chauffage. Cependant, la maîtrise de la lubrification des compresseurs doit être convenablement conçue. En effet, la lubrification des compresseurs ne peut pas être assurée pour une longue durée en fonctionnement stationnaire [Zehnder, 2004]. L'observation du niveau d'huile dans les deux compresseurs montre une forte migration du compresseur haute pression vers le compresseur basse pression.

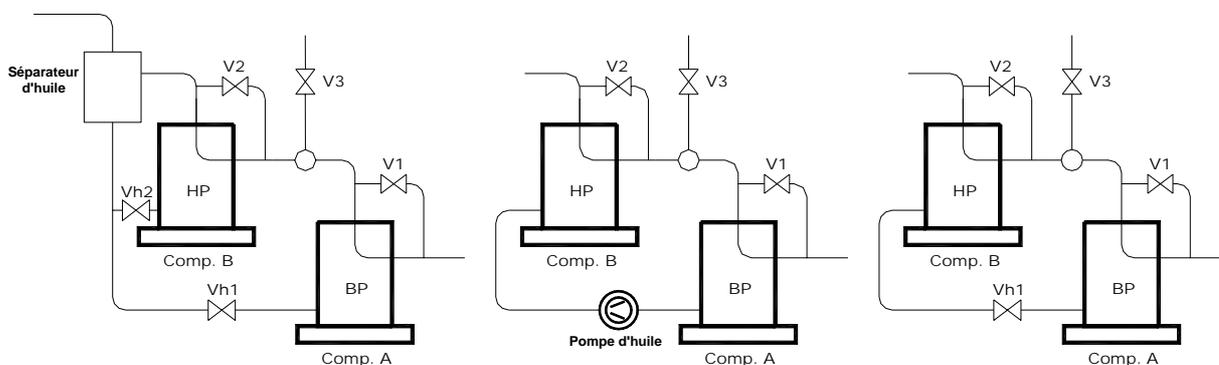


Fig. 2.11-a

Solution avec séparateur d'huile

Fig. 2.11-b

Solution avec pompe à huile

Fig. 2.11-c

Solution d'égalisation par gravité

Figure 2.11- Gestion du retour d'huile aux compresseurs

Les coûts additionnels d'introduction d'une pompe de circulation d'huile ou d'un séparateur d'huile (cf. figures 2.11-a et 2.11-b) amènent à ne pas choisir de telles solutions pour les PAC air-eau à faible et à moyenne puissances. La solution la plus simple et la plus économique reste d'utiliser une ligne d'égalisation d'huile reliant les carters des deux compresseurs (cf. figure 2.11-c). Cette solution a été réalisée et testée sur un système de PAC à deux compresseurs fonctionnant en parallèle et donne de bons résultats [Flach, 2004]. Dans ce cas, le compresseur haute pression doit être équipé d'un commutateur de niveau d'huile pour arrêter les compresseurs en marche et ouvrir la vanne d'équilibrage d'huile Vh1.

### 2.3.2 - Régulation de la PAC et intégration dans la boucle de chauffage

Dans cette section, nous décrivons le fonctionnement en mode chauffage. Pour le mode rafraîchissement, le principe est identique.

Selon l'installation par type de corps de chauffe et aussi selon la détermination des surfaces de chauffe, il convient d'adapter la température de départ de chauffage en vue d'obtenir la température ambiante souhaitée.

Les courbes de chauffe sont réglables avec des régulateurs. L'intérêt de ce type de régulation est de diminuer la température moyenne d'eau de chauffage sur l'ensemble de la saison de chauffe et d'améliorer par la suite le rendement saisonnier (un exemple de régulateur de courbe de chauffe est présenté dans l'annexe 2).

Les régulateurs de la courbe de chauffe définissent généralement une consigne de température de départ des chaudières alors que pour les PAC, la régulation est effectuée sur une consigne de température de retour.

Le principe de fonctionnement est schématisé par la figure 2.12. La sonde extérieure (SE) mesure la température extérieure et la transmet au régulateur. Les sondes de départ (SD) et de retour (SR) contrôlent la température de l'eau dans le circuit de chauffage.

On distingue deux niveaux de régulation.

- Le réglage de base réalisé par le régulateur de courbe de chauffe : réglage de la température de l'eau.
- Le réglage plus fin, réalisé par la vanne thermostatique dans chaque local : réglage du débit d'eau.

Les étapes de régulation sont les suivantes :

- ◆ Pour chaque température extérieure ( $T_e$ ), le régulateur calcule une différence de températures (DT) de l'eau aux entrée et sortie du condenseur de la PAC. Cette différence caractérise la PAC en fonction de la température extérieure. Elle est proportionnelle à la puissance calorifique instantanée fournie par la PAC.
- ◆ En fonction de la courbe de chauffe choisie (consigne de départ :  $C_{\text{départ}}$ ) et de la température extérieure, le régulateur déduit une consigne de retour à partir de la consigne de départ. Cette consigne est calculée par : ( $C_{\text{retour}} = C_{\text{départ}} - DT$ ) et dépend de la température extérieure (cf. figure 2.13). On obtient ainsi de nouvelles lois d'eau sur les températures de retour caractérisant l'installation (le corps de chauffe et la PAC).
- ◆ La température d'eau en sortie du corps de chauffe est mesurée par la sonde (SR), le circulateur (P) fonctionnant sans arrêt. Cette température est comparée à la consigne ( $C_{\text{retour}}$ ) calculée par le régulateur. En fonction du niveau de la température mesurée par rapport à la consigne calculée par le régulateur, la PAC est arrêtée ou mise en marche.
- ◆ Le sélecteur de température permet d'ajuster la température depuis la maison. Une sonde intérieure (SI) mesure la température ambiante et la transmet au régulateur. Ce dernier adapte automatiquement la température de départ d'eau afin d'obtenir la température choisie.

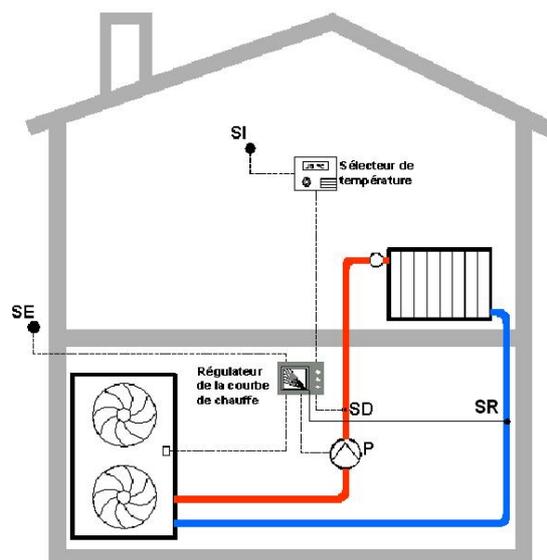


Figure 2.12- Principe de fonctionnement d'un régulateur de courbe de chauffe à modifier

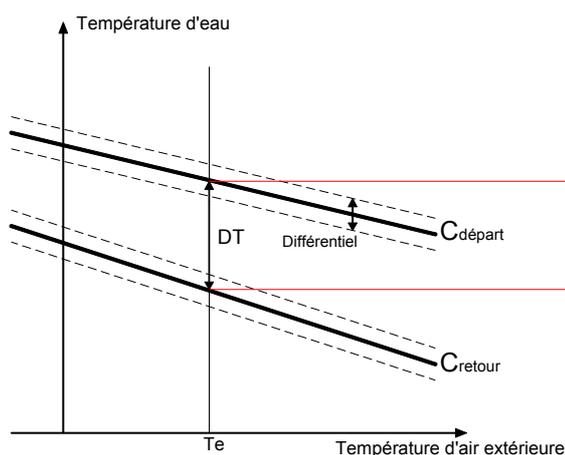


Figure 2.13- Régulation sur une consigne suivant une loi d'eau

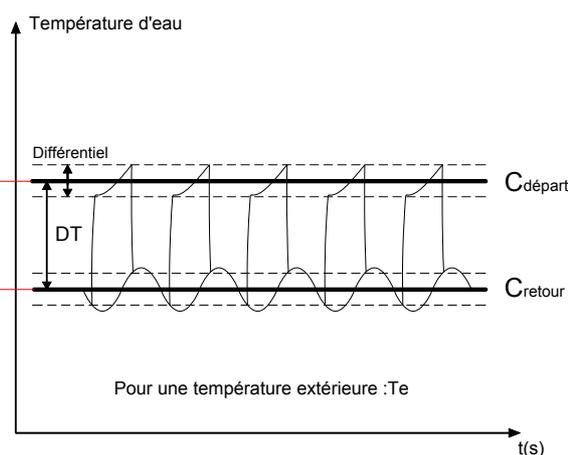


Figure 2.14- Evolution des températures d'entrée et de sortie d'eau au condenseur en mode chauffage

Supposons qu'en mode chauffage, la PAC soit initialement à l'arrêt : la température de retour d'eau diminue alors jusqu'à ( $C_{\text{retour}} - \text{Diff}/2$ ) (*Diff* est le différentiel de réglage); à cet instant la PAC est démarrée (cf. figure 2.14). La température de sortie d'eau augmentent alors jusqu'à ( $C_{\text{départ}} + \text{Diff}/2$ ) et la PAC est arrêtée. L'arrêt de la PAC peut être aussi

commandé lorsque la température de retour dépasse la valeur ( $C_{\text{retour}} + \text{Diff}/2$ ) ou lorsque la température ambiante dépasse une certaine valeur fixée par le sélecteur (S).

Enfin, en fonction des besoins de chaque pièce, le réglage par des vannes thermostatiques permet de régler les débits d'eau chaude.

### 2.3.3 - Logique simplifiée pour le choix du mode de fonctionnement

Pour une PAC inversable, le choix du mode de fonctionnement dépend des conditions extérieures. A l'aide d'une horloge saisonnière ou d'un bouton sélecteur du mode, la PAC fonctionne en mode chauffage ou en mode rafraîchissement pour maintenir une température moyenne de la boucle d'eau dans une gamme de températures autour d'une consigne. Cette consigne est généralement fonction d'une ou de plusieurs grandeurs par l'intermédiaire d'un régulateur de consigne, à l'exemple du régulateur des courbes de chauffe (Lois d'eau). La figure 2.15 montre une logique simple de fonctionnement de la PAC inversable avec une production combinée d'ECS.

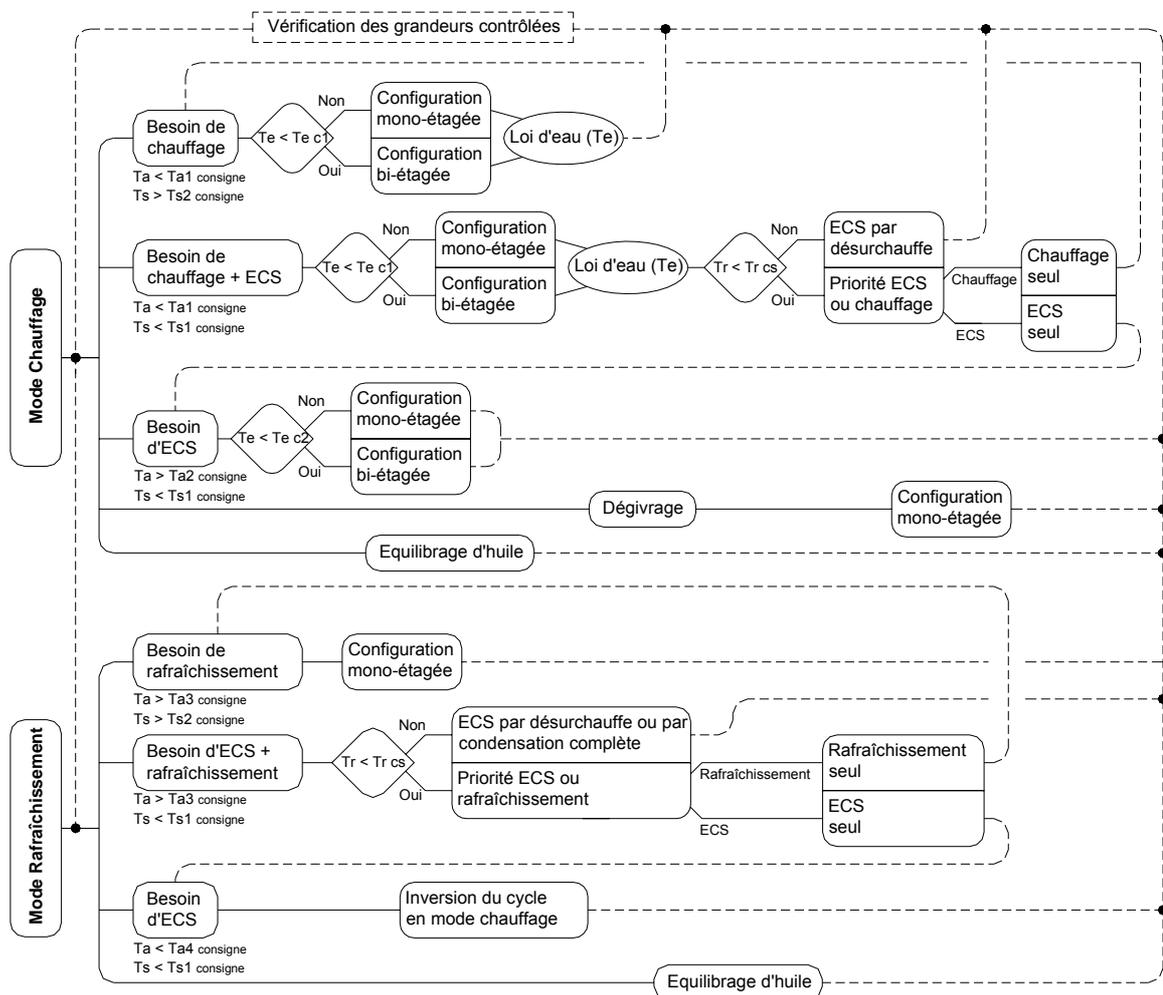


Figure 2.15- Logique simplifiée pour le choix du mode de fonctionnement

En mode chauffage, nous distinguons entre : chauffage seul, chauffage + ECS, ECS seule, dégivrage et équilibrage d'huile.

Le mode d'équilibrage d'huile peut être considéré comme prioritaire par rapport aux autres modes. Il est commandé par l'action du commutateur de niveau d'huile du compresseur haute pression ou lorsque la PAC est à l'arrêt.

Pour le mode de dégivrage, l'état de givrage peut être détecté en déterminant l'épaisseur de givre existant localement, la perte de pression de la ventilation ou en estimant la

réduction globale de la performance de la PAC. Les dispositifs qui servent à initier le déclenchement et l'arrêt de ce mode sont multiples (palpeurs, pressostat différentiel sur l'air, thermostat différentiel de surface ...).

Pour un thermostat d'ambiance réglé à  $T_{a\text{consigne}}$  ( $T_{a1}$  et  $T_{a2}$  étant les consignes correspondantes aux différentiels bas et haut respectivement) et un thermostat d'ECS fixé à  $T_{s\text{consigne}}$  ( $T_{s1}$  et  $T_{s2}$  étant les consignes correspondantes aux différentiels bas et haut respectivement), le démarrage de la PAC en mode chauffage seul, ECS seule ou chauffage et ECS en mode combiné est directement lié aux grandeurs réglées ou contrôlées. Ces grandeurs comparées aux consignes inférieures et supérieures, provoquent le démarrage ou l'arrêt du mode correspondant.

Les configurations mono-étagées ou bi-étagées sont actionnées en fonction de la température extérieure. Pour une température inférieure à une certaine limite  $T_{e_{c1}}$ , le mode bi-étagé est choisi. Une valeur  $T_{e_{c2}}$  peut être aussi fixée pour la production d'ECS seule en configuration bi-étagée.

Comme mentionné auparavant, une autre contrainte limitant la production d'ECS en série est la température de refoulement. Là aussi, une consigne  $T_{r_{cs}}$  peut être fixée pour commander ou non la production combinée. Dans ce cas, une consigne de priorité entre l'ECS seule ou le chauffage seul permet le choix du mode suivant.

En rafraîchissement, le principe de fonctionnement est identique. Le mode rafraîchissement seul s'effectuera en fonction des consignes  $T_{a3}$  et  $T_{a4}$ . Pour la production d'ECS seule, elle est faite par inversion de cycle. Les performances de la production d'ECS seule seront élevées en raison des températures extérieures plus élevées en été.

### 2.3.4 - Réduction du coût du système correspondant aux besoins du marché

Le prototype installé dans le laboratoire de CEP est conforme au schéma de la figure 2.8. Les détendeurs utilisés sont des détendeurs électroniques et les vannes sont des vannes d'arrêt manuelles. Cependant, pour limiter le coût du système industrialisable, des modifications importantes peuvent être réalisées. Des exemples de conception sont présentés ci-dessous.

#### ➤ Remplacement des vannes de régulation par des clapets anti-retour

Les 2 vannes V1 et V2 peuvent être remplacées par des clapets anti-retour C1 et C2. Ces clapets permettent aussi le passage entre les trois modes de fonctionnement : bi-étagé, mono-étagé BP et mono-étagé HP. Ils sont actionnés par le démarrage ou l'arrêt de leur compresseur associé (cf. figure 2.16) et donc par l'existence ou non d'une différence de pressions entre leur entrée et leur sortie. Ce dispositif permet d'éviter l'installation d'électrovannes et de leurs dispositifs de commande diminuant ainsi le prix d'installation.

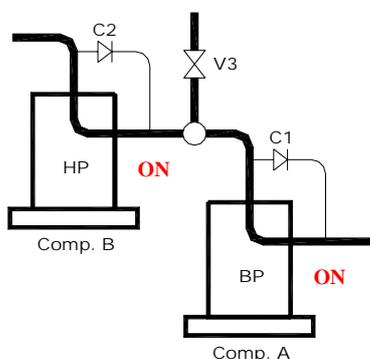


Fig. 2.16-a

Configuration bi-étagée

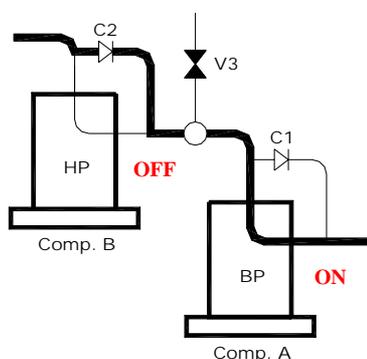


Fig. 2.16-b

Configuration mono-étagée BP

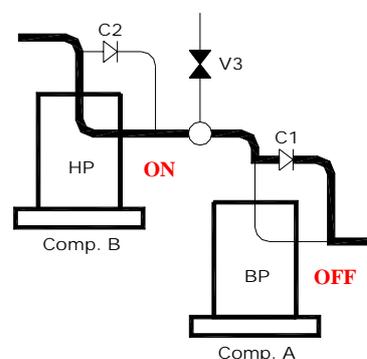


Fig. 2.16-c

Configuration mono-étagée HP

Figure 2.16- Les clapets anti-retour remplacent les électrovannes de passage entre les différents modes

➤ **Remplacement des vannes de régulation par une vanne 4 voies**

L'entreprise ACE a aussi trouvé un dispositif élégant utilisant une vanne 4 voies pour limiter les coûts du système de régulation pour le passage d'un fonctionnement bi-étagé à un fonctionnement mono-étagé et même à un fonctionnement en parallèle avec les deux compresseurs ensemble. Le brevet protégeant ce concept a été déposé. La figure 2.17 montre les différentes configurations obtenues par l'action sur une vanne 4 voies.

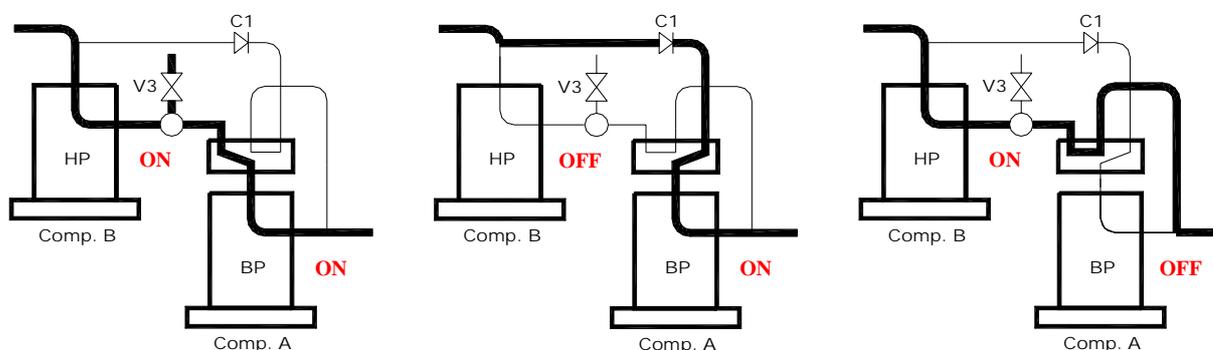


Fig. 2.17-a

Configuration bi-étagée

Fig. 2.17-b

Configuration mono-étagée BP seule

Fig. 2.17-c

Configuration mono-étagée HP seule

Figure 2.17- Un clapet et une vanne 4 voies remplacent les électrovannes de passage entre les différents modes

➤ **Élimination du détendeur secondaire en mode rafraîchissement**

Le détendeur secondaire D2 et les deux clapets anti-retour de by-pass du détendeur principal et du détendeur secondaire peuvent être éliminés si le détendeur principal D1 autorise les deux sens d'écoulement. Dans ce cas, la bouteille accumulatrice haute pression (en mode chauffage), ayant deux tubes plongeurs, devient une bouteille basse pression placée avant l'évaporateur (la vanne V3 étant fermée).

➤ **Remplacement des détendeurs électroniques par des détendeurs thermostatiques**

Les détendeurs électroniques sont plus fiables que les détendeurs thermostatiques parce qu'ils contrôlent directement une différence de températures et non uniquement la pression d'évaporation. Cependant, pour limiter le coût d'une installation, la plupart des industriels européens utilisent les détendeurs thermostatiques ou à capillaires.

Le détendeur principal et le détendeur secondaire peuvent être remplacés par des détendeurs thermostatiques asservis aux températures aux points f1 et f8 respectivement. Dans le cas d'un seul détendeur thermostatique à double sens, le bulbe doit être placé au point f1, point d'aspiration commun aux deux modes de fonctionnement.

Pour le détendeur d'injection D3, le débit d'injection peut être réglé en fonction de la température de refoulement (au point f6) ou/et en fonction de la température d'aspiration du compresseur haute pression (au point f5). Pour une injection avec un détendeur thermostatique, seul le deuxième cas est réalisable.

## 2.4 - Analyse du cycle thermodynamique

Correctement dimensionnée et utilisée en fonction des besoins, la PAC permet un fonctionnement énergétiquement économe de l'installation de chauffage. Elle constitue un apport essentiel à l'utilisation d'énergie renouvelable dans les bâtiments.

Le nouveau cahier des charges des pompes à chaleur présente de nombreux avantages : les échangeurs seront dimensionnés pour une puissance fournie relativement élevée et le «surdimensionnement relatif» qui en résulte pour des puissances de chauffage inférieures entraîne une amélioration significative du COP de la machine thermodynamique si des stratégies de puissance variable sont mises en œuvre.

Le coefficient volumique de déperditions « G » est fonction de l'ancienneté et de l'isolation du logement. En moyenne, ses valeurs sont comprises entre 0,7 et 0,9 W/(m<sup>3</sup>.K) pour un logement neuf isolé (0,75 W/(m<sup>3</sup>.K) pour une habitation conforme à la RT 2000), entre 0,9 et 1,1 W/(m<sup>3</sup>.K) pour un logement ancien isolé et sont supérieures à 1,2 W/(m<sup>3</sup>.K) pour un logement ancien mal isolé ou non isolé.

Dans cette partie le cycle thermodynamique est analysé et les différents composants du prototype sont dimensionnés pour fournir une puissance de chauffage proche de 12 kW pour une température extérieure de -15 °C (régions froides), soit un coefficient de déperditions GV proche de 350 W/K. Ceci correspond à un logement ancien isolé avec une superficie qui peut varier de 100 à 150 m<sup>2</sup> en fonction de la hauteur sous-plafond et du type d'isolation (cf. figure 2.18).

**Note :** habitation conforme à la RT 2000 : habitation construit après le 2 juin 2001 mais bon nombre de logements antérieurs à cette date étaient déjà conformes à la RT 2000.

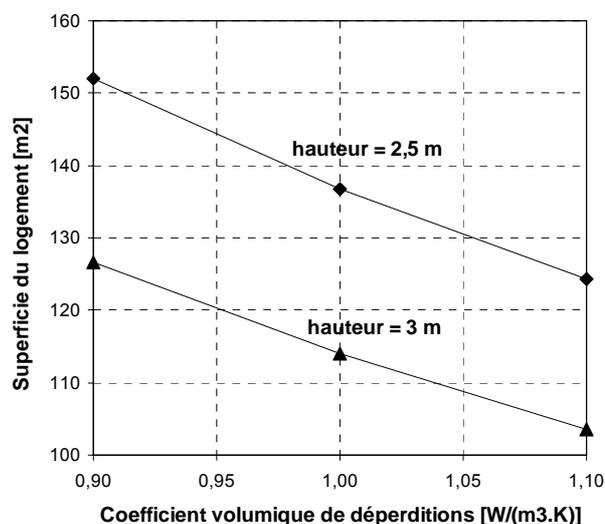


Figure 2.18- Superficies maximales couvertes par le prototype en fonction de la hauteur sous-plafond et le type d'isolation, région froide (exemple Nancy)

### 2.4.1 - Conditions de fonctionnement du système global

Un calcul du cycle (cf. figure 2.3), basé sur les hypothèses ci-après, a été réalisé pour choisir les compresseurs.

- Une différence de températures entrée/sortie air fixe de 5 K.
- Une différence de températures entrée/sortie eau moyenne de 8 K pour la configuration bi-étagée et de 5 K pour la configuration mono-étagée.
- Un sous-refroidissement de 2 K et une surchauffe de 5 K.
- Une température de départ d'eau de chauffage suivant la loi d'eau moyenne température définie au chapitre 1.
- Les pressions au condenseur et à l'évaporateur sont calculées de manière à vérifier une différence de températures minimale entre 3 et 4 K dans les échangeurs.
- La pression moyenne et le débit injecté sont variés pour chaque température d'air extérieur afin d'optimiser le COP.
- Le calcul est effectué pour un volume balayé du compresseur basse pression de 1 m<sup>3</sup>/h.
- Pour se rapprocher le plus possible du cas réel, les rendements sont calculés en fonction du taux de compression par les expressions ci-dessous (cf. figure 2.19).

$$\eta_{is} = -6,1 + 69,53 \cdot \tau - 21,4 \cdot \tau^2 + 2,68 \cdot \tau^3 - 0,12 \cdot \tau^4$$

$$\eta_{vol} = 94,41 + 3,37 \cdot \tau - 0,71 \cdot \tau^2 \text{ et } \eta_g = 0,8 \cdot \eta_{is}$$

- Ces rendements sont des moyennes approximatives des rendements des compresseurs scroll de faible puissance (types ZR28, ZR34, ZR40, ZR48, ZR61, ZR72 [Copeland 5]).
- L'échangeur économiseur est calculé de manière à vérifier une différence de températures de 5 K à sa sortie. Cet échangeur est en configuration contre-courant.

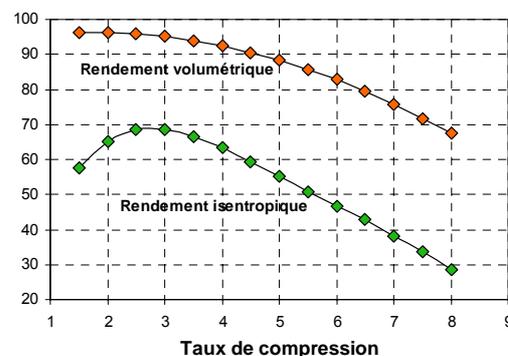


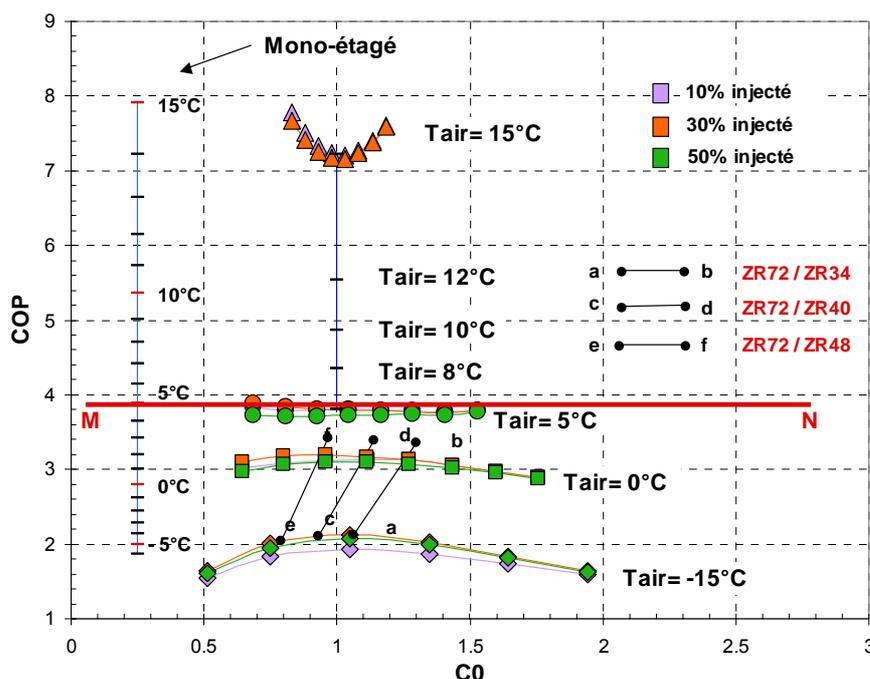
Figure 2.19- Rendements du compresseur

## 2.4.2 - Analyse du COP et des puissances de chauffage

### ➤ Performances en configurations mono-étagée et bi-étagée

La figure 2.20 montre le COP du cycle bi-étagé en fonction de la température d'entrée d'air, de la part injecté et de la valeur  $C_0$  ( $P_{moy} = C_0 \sqrt{P_{cond} \cdot P_{evap}}$ ) pour une consigne suivant la loi d'eau MT. Le COP en configuration mono-étagée avec la même loi est aussi présenté en fonction de la température extérieure pour faciliter la comparaison (segment gradué).

**Note :**  $C_0$  est un coefficient qui peut être différent de 1 pour l'optimisation de la pression intermédiaire en fonction des écarts de températures source/puits.



**Figure 2.20- Comparaison du COP des configurations mono-étagée et bi-étagée en fonction des conditions de fonctionnement, de la loi d'eau MT et des valeurs de  $C_0$ , loi d'eau MT (-15 °C/58 °C à 15 °C/28 °C)**

Pour des températures d'entrée d'air à l'évaporateur inférieures à 0 °C, la valeur maximale du COP est observée pour  $C_0$  proche de 1 (c'est-à-dire pour des taux de compression égaux des compresseurs BP et HP). Par contre, cette même valeur correspond à un minimum de COP pour des températures extérieures élevées. Pour des températures extérieures proches de 5 °C, là où la demande de chauffage est maximale, l'effet de variation de la pression moyenne sur le COP est faible.

Les calculs montrent que la configuration mono-étagée est plus performante que la configuration bi-étagée à partir d'une température d'air extérieur de 5 °C (droite (MN), cf. figure 2.20). Si on considère le gain apporté par une meilleure adaptation besoin/puissance de chauffage, cette configuration peut devenir plus performante que la configuration bi-étagée à partir d'une valeur plus faible de température d'air de l'ordre de 2 °C.

En configuration bi-étagée, le débit injecté optimisé est proche de 30 % à - 15 °C, 25 % à 0 °C, 20 % à 5 °C et 10 % à 15 °C. Ces débits injectés permettent des compressions sèches avec des faibles surchauffes ou légèrement humides avec un titre vapeur supérieur à 0,95 au niveau du compresseur haute pression (cf. figure 2.21).

Pour optimiser le COP, il faut donc essayer de régler la surchauffe à des valeurs très faibles, voir un état d'entrée 'vapeur saturée' à l'aspiration du compresseur HP.

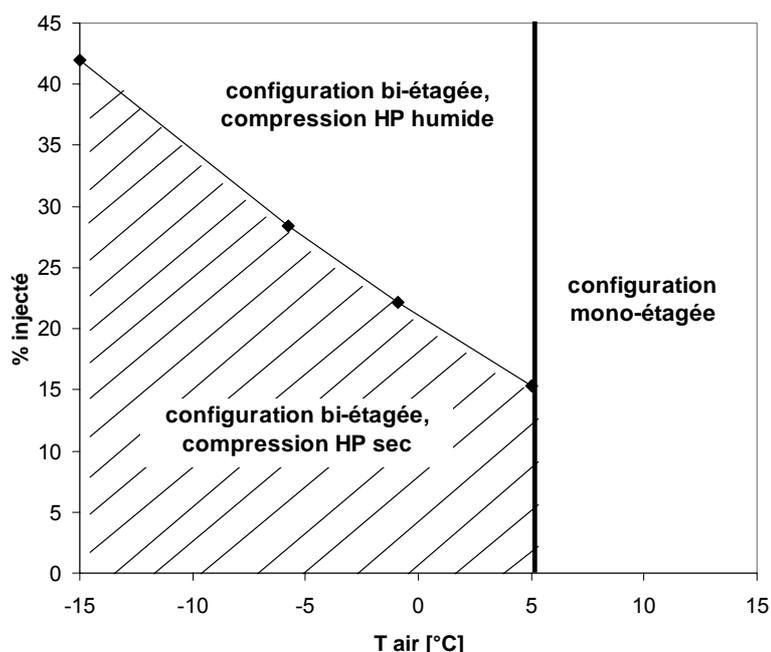


Figure 2.21- Part injectée admissible pour une compression sèche au niveau du compresseur HP en configuration bi-étagée

### ➤ Choix des compresseurs

Les compresseurs BP et HP sont choisis en fonction des conditions de fonctionnement et des performances observées. Le fonctionnement en configuration bi-étagée au pic des besoins pour une température extérieure de  $-15\text{ °C}$  doit fournir une puissance de chauffage minimale de 12 kW. Le compresseur HP seul en configuration mono-étagée doit aussi fournir le besoin de chauffage au point de passage bi-étagé/mono-étagé pour une température extérieure proche de  $2\text{ °C}$ . De plus, le couple choisi doit présenter des performances acceptables et des intensités de démarrage faibles sur toute la plage de fonctionnement afin d'optimiser le COP saisonnier.

Les figures 2.22 et 2.23 montrent le rapport des volumes balayés des compresseur en série et la puissance calorifique volumétrique exprimée en kW pour un débit unitaire balayé du compresseur basse pression. De même, la puissance calorifique volumétrique en configuration mono-étagée est aussi présentée figure 2.23 (segment gradué).

Le tableau 2.4 montre les volumes balayés des compresseurs ainsi que les rapports balayés correspondants aux couples choisis. Les puissances fournies en configuration bi-étagée à  $-15\text{ °C}$  et en configuration mono-étagée avec le petit compresseur HP seul à  $2\text{ °C}$  sont aussi calculées.

**Note :** à chaque couple de compresseur choisi correspond un rapport de volumes balayés BP/HP. Pour une température extérieure et un débit injecté fixes, ce rapport, rapporté sur la figure 2.22, permet de trouver la valeur de  $C_0$  correspondante. Cette valeur ramenée à son tour sur les figures 2.20 et 2.23 permet d'évaluer le COP et la puissance calorifique du couple choisi.

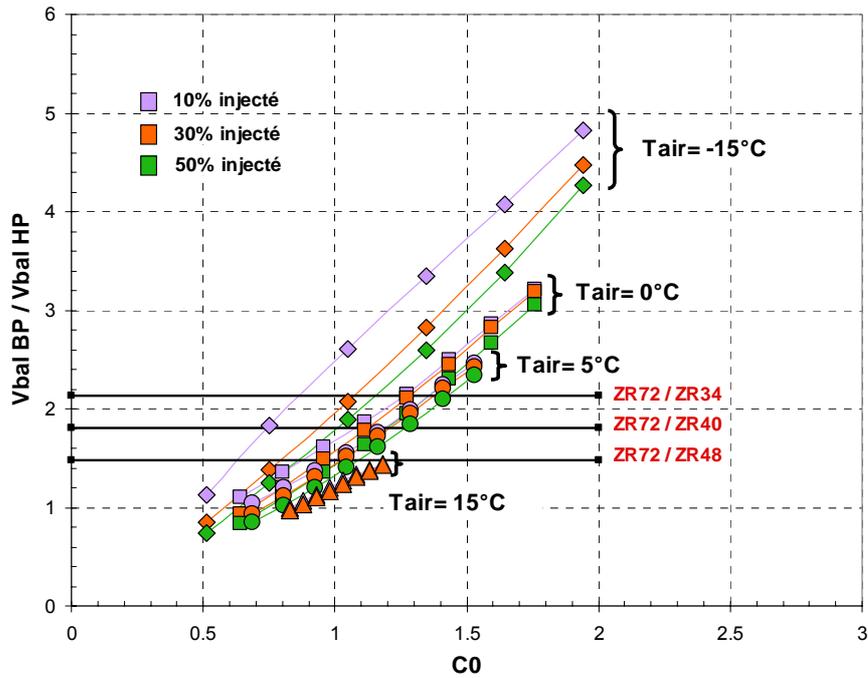


Figure 2.22- Rapport des volumes balayés BP/HP

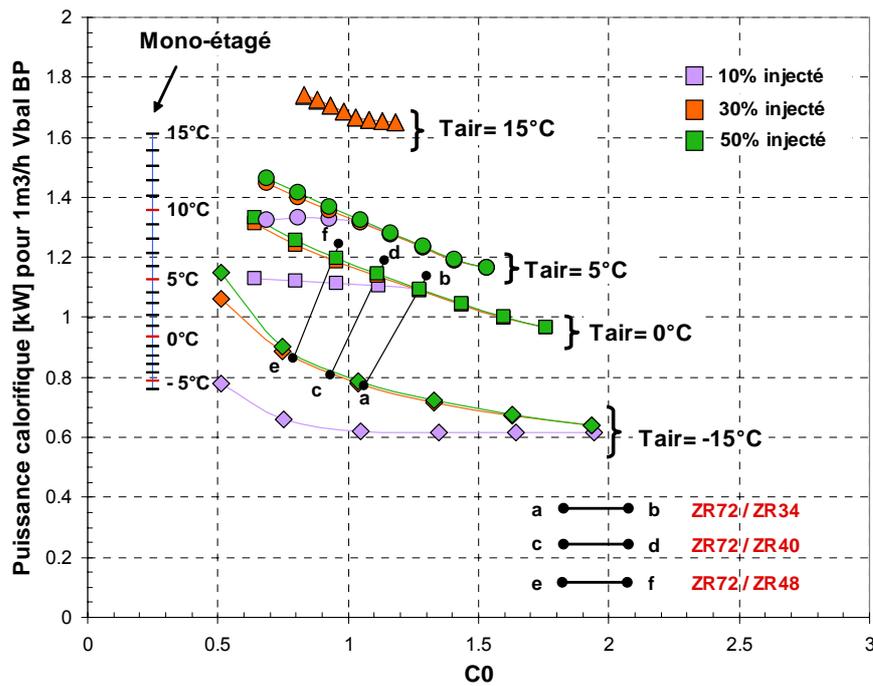


Figure 2.23- Puissance calorifique volumétrique

Tableau 2.4 - Performances des couples de compresseurs choisis

Couple de compresseurs COPELAND BP/HP	Rapport de volumes balayés BP / HP (m <sup>3</sup> /h) / (m <sup>3</sup> /h)	Puissance/COP	Puissance/COP	Puissance	Puissance
		à -15 °C/58 °C Bi-étagé 30 % injecté	à 2 °C/42 °C Bi-étagé 20 % injecté	à 2 °C/42 °C Mono-étagé HP seule	à 15 °C/28 °C Bi-étagé HP seule
ZR61 / ZR34	14,4 / 8,00 = 1,80	11,63 / 2,11	17,10 / 3,39	8,05	12,87
ZR61 / ZR40	14,4 / 9,40 = 1,53	12,30 / 2,05	17,75 / 3,41	9,45	15,12
ZR61 / ZR48	14,4 / 11,5 = 1,25	13,21 / 1,94	18,55 / 3,41	11,5	18,50
ZR72 / ZR34	17,0 / 8,00 = 2,13	13,11 / 2,11	19,32 / 3,35	8,05	12,87
ZR72 / ZR40	17,0 / 9,40 = 1,81	13,73 / 2,11	20,19 / 3,39	9,45	15,12
ZR72 / ZR48	17,0 / 11,5 = 1,48	14,68 / 2,04	21,15 / 3,41	11,5	18,50
ZR72 / ZR61	17,0 / 14,4 = 1,18	15,87 / 1,89	22,16 / 3,41	14,49	23,16

Le tableau 2.4 permet de choisir les couples adaptés. Les remarques sont les suivantes.

- Le couple (ZR61, ZR34) ne peut pas fournir la puissance de 12 kW à -15 °C.
- Le couple (ZR61, ZR40) peut fournir la puissance de 12 kW mais cette puissance est très sensible au débit injecté et au rendement volumétrique choisi et peut passer directement à des valeurs très inférieures pour des débits injectés plus faibles (cf. figure 2.23) ou si le rendement volumétrique est légèrement surestimé par les régressions utilisées (cf. figure 2.19).
- Les couples (ZR61, ZR48) et (ZR72, ZR61) présentent des valeurs de COP faibles. Ceci est expliqué par une mauvaise répartition des taux de compression entre les deux compresseurs (faibles valeurs de  $C_0$ ).
- Les couples (ZR72, ZR34), (ZR72, ZR40) et (ZR72, ZR48) peuvent échanger la puissance de 12 kW et présentent des performances proches.

Les droites 'ab', 'cd' et 'ef' (cf. figures 2.20, 2.23 et 2.25) présentent les valeurs du COP, de la puissance de chauffage et de la température de refoulement des couples (ZR72, ZR34), (ZR72, ZR40) et (ZR72, ZR48). La figure 2.24 montre le besoin de chauffage et les puissances fournies dans les deux configurations de fonctionnement bi-étagé et mono-étagé avec le "petit" compresseur et suivant la loi d'eau MT.

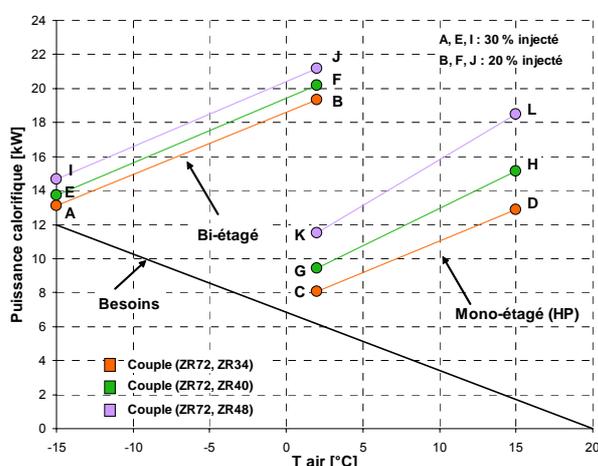


Figure 2.24- Puissance calorifique en fonction du choix des compresseurs

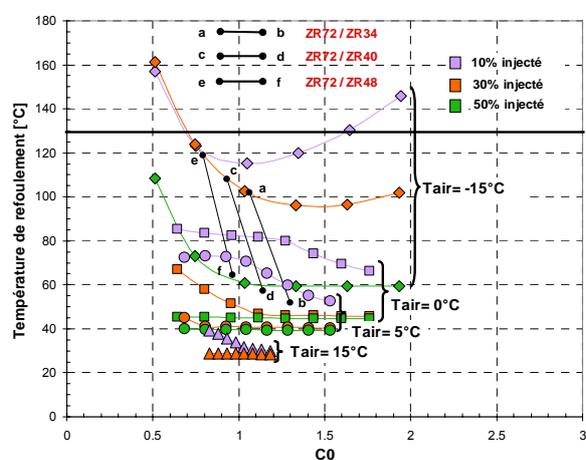


Figure 2.25- Température de refoulement

Le couple (ZR72, ZR34) montre une meilleure adaptation besoin/puissance comparé aux autres couples (cf. figure 2.24). Ceci se traduit par une diminution de nombre de cycles marche/arrêt de la PAC et une réduction des pics d'intensité de courant de démarrage, d'où une augmentation du coefficient de performance saisonnier. De plus, ce couple présente des températures de refoulement faibles (cf. figure 2.25). Il est donc choisi pour être installé sur le prototype.

### 2.4.3 - Dimensionnement des échangeurs en mode chauffage

Au niveau du dimensionnement des échangeurs, l'évaporateur et les condenseurs devront être dimensionnés aussi pour un fonctionnement à charge thermique maximale à faible température extérieure (configuration bi-étagée ou configuration compresseur BP seul). Lors d'un fonctionnement en configuration compresseur HP seul, les échangeurs seront donc relativement surdimensionnés, ce qui conduit à des gains d'efficacité énergétique à charge partielle.

La conception de l'installation est optimisée en mode chauffage. Les condenseurs sont des échangeurs à plaques et l'évaporateur un échangeur tubes/ailettes. L'échangeur à plaques économiseur a été choisi pour un fonctionnement bi-étagé en mode chauffage.

## ➤ Le modèle numérique

De nouveaux modules de calcul ont été développés et intégrés au code de calcul Split-Design, développé au CEP et modifié au cours de cette thèse, pour permettre les simulations numériques nécessaires aux dimensionnements des différentes variantes du prototype de PAC.

Le code a été reprogrammé en langage C++ (langage C pour l'ancien code). Les modifications suivantes y sont apportées.

- La méthode de lecture des entrées du modèle a été modifiée. Dans la version précédente, la géométrie et les entrées ont été modifiées à partir du code source. Dans le nouveau code, les entrées du modèle sont définies dans un fichier texte (.txt). C'est une étape antérieure à l'étape d'une interface graphique.
- Pour les échangeurs à plaques :
  - ✓ le code converge mieux, des nouvelles lois de convergence ont été introduites ;
  - ✓ un seul module permet la simulation de tout type d'échangeur : condenseur, évaporateur et évapo-condenseur. Le choix du type est une entrée au code.
- Pour les échangeurs tubes-ailettes :
  - ✓ le nouveau code permet un circuitage quelconque des échangeurs tubes-ailettes à partir d'un fichier texte (.txt). Dans la version précédente, l'union ou la division des débits entre plusieurs branches du circuit n'étaient pas possibles. Un exemple d'un circuitage complexe qui peut être calculé par le modèle est illustré figure 2.26.
  - ✓ La distribution des débits entre les différentes branches du circuit prend en compte les pertes de pression.

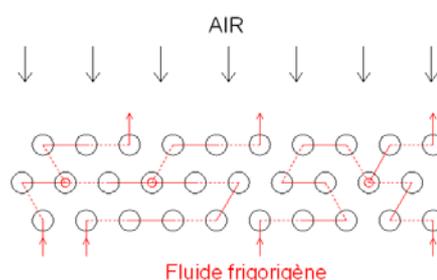


Figure 2.26- Exemple de circuitage complexe qui peut être calculé par la nouvelle version du modèle

- Des nouvelles corrélations plus adaptées ont été introduites et les corrélations existantes ont été vérifiées. Le choix de la corrélation est une entrée du code. L'annexe 4 présente les corrélations d'échange et de pertes de pression qui ont servies au dimensionnement des échangeurs du prototype.

Chaque composant du système PAC est modélisé comme une entité indépendante. Les modèles des échangeurs prennent en compte le taux de vide pour l'évaluation des phases vapeur et liquide ainsi que leurs compositions respectives. Le choix du taux de vide est une entrée du modèle. Dans les calculs, le taux de vide de Hughmark est utilisé.

Le logiciel Thermoblend développé au Centre Energétique et Procédés est utilisé pour le calcul des propriétés thermophysiques et thermodynamiques des mélanges.

### **Modèle des échangeurs à plaques**

C'est un modèle zonal fonctionnant dans les deux configurations d'écoulements co-courant et contre-courant. Les entrées de ce modèle sont : la géométrie, le choix des fluides et leur concentration, le choix du sens d'écoulement, le choix des corrélations adaptées et les conditions d'entrées de température/enthalpie et de pression.

### **Modèle des échangeurs tube-ailettes**

C'est un modèle de calcul tube par tube permettant le choix de la géométrie, du type d'ailettes, des corrélations adaptées côtés air et fluide frigorigène ainsi que le sens d'écoulement croisé à tendance contre courant ou co-courant. Il permet d'effectuer les travaux de conception des circuitages présentés ci-après.

## ➤ Les échangeurs à plaques

Le condenseur et l'économiseur sont des échangeurs à plaques brasées. Les avantages sont un faible coût et une compacité élevée qui permet de limiter la quantité de fluide frigorigène.

Pour le condenseur, l'écoulement est vertical de haut en bas pour le frigorigène et de bas en haut pour l'eau, le fluide caloporteur est à l'état liquide. L'échange se fait à contre courant. Pour l'échangeur économiseur, l'écoulement est vertical de haut en bas pour le frigorigène en condensation ou en refroidissement et de bas en haut pour le frigorigène en évaporation.

Les échangeurs ont été décomposés en 20 éléments, chaque élément correspondant à un état du fluide. L'état peut être liquide, vapeur, diphasique en condensation ou diphasique en évaporation. La modélisation est basée sur l'évaluation des coefficients d'échange pour chaque élément. Les différentes relations présentées en annexe 3 ont été utilisées.

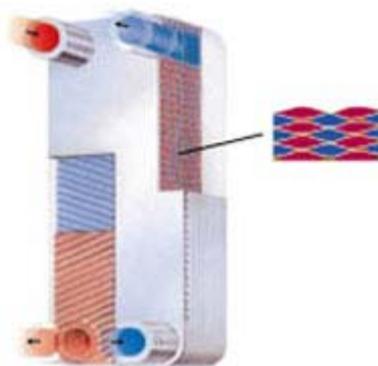


Figure 2.27- Echangeur à plaques brasées

L'écoulement étant à contre courant, les conditions en sortie d'un des deux fluides sont estimées après chaque itération, les conditions à l'entrée de ce fluide (enthalpie et pression) sont les variables de bouclage du processus itératif.

Pour le choix du condenseur et de l'économiseur, deux cas critiques sont considérés.

- Le premier cas correspond à la puissance maximale échangée au point de passage du mode bi-étagé au mode mono-étagé. A ce point, la différence de températures entrée/sortie eau est fixée à 10 K, ce qui correspond à un niveau de puissance pour la gamme de débits choisis pour le circuit de chauffage. Le débit injecté est supposé proche de 20 %.
- Le deuxième cas correspond au pic des besoins aux conditions -15 °C/58 °C. Le débit injecté est estimé à 30 %. La part de la désurchauffe est particulièrement importante et donc les coefficients d'échange globalement plus faibles, ce qui constitue le cas le plus contraint pour le dimensionnement du condenseur.

Au niveau de l'économiseur, le premier cas correspond à une faible différence de températures logarithmique moyenne (DTLM) et un faible débit injecté (20 % du débit total). Le deuxième cas correspond à une grande différence logarithmique moyenne mais un grand débit injecté (30 % du débit total).

Les tableaux 2.5 et 2.6 donnent les conditions de simulations pour le couple (**ZR72, ZR34**). Les échangeurs ALFA LAVAL de type CB52 et AC10 sont analysés en fonction du nombre de plaques (le choix du type fixe la longueur et la largeur de l'échangeur). Les résultats de simulations montrent que le cas 1 est plus critique au niveau du condenseur et que le cas 2 l'est au niveau de l'économiseur.

Tableau 2.5 - Echangeur 1 : Condenseur Eau/R-407C

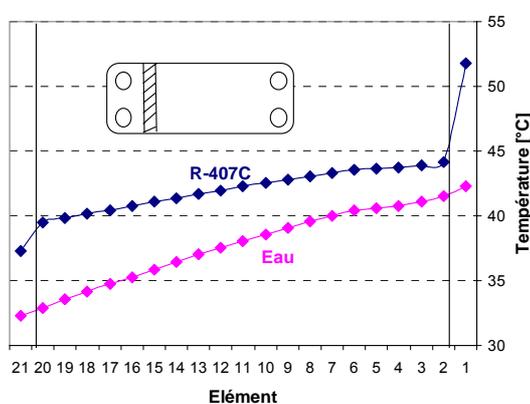
	Cas 1 (critique)	Cas 2
T entrée eau	32,3 °C	51,2°C
T sortie eau estimée	~42,3 °C	~58 °C
T entrée R-407C	51,8 °C / Vapeur surchauffée	101,7 °C / Vapeur surchauffée
Pression eau	0,11 MPa	0,11 MPa
Pression R-407C	1,72 MPa	2,50 MPa
Débit eau	460 g/s	460 g/s
Débit R-407C	107,7 g/s	65,6 g/s
Puissance à échanger	~19,3 kW	~13,1 kW
Configuration	Contre courant	Contre courant

**Tableau 2.6 - Echangeur 2 : Economiseur R-407C/R-407C**

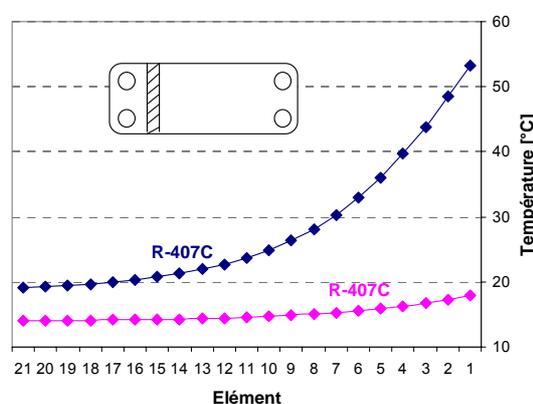
	Cas 1	Cas 2 (critique)
<b>Côté chaud/ T entrée</b>	37,3 °C / Liquide	53,3 °C / Liquide
<b>Côté chaud/ P entrée</b>	1,72 MPa	2,50 MPa
<b>Côté chaud/ Débit</b>	86,2 g/s	45,9 g/s
<b>Côté froid/ T entrée</b>	24,5 °C / diphasique (X~0,1)	14,06 °C / diphasique (X~0,31)
<b>Côté froid/ P entrée</b>	1,15 MPa	0,83 MPa
<b>Côté froid/ Débit</b>	21,5 g/s	19,7 g/s
<b>Sortie Temp. chaud estimée</b>	29,7 °C	19,1 °C
<b>Puissance à échanger</b>	~1,05 kW	~2,53 kW
<b>Configuration</b>	Contre courant	Contre courant

Pour le condenseur de type CB52, les résultats montrent que 34 plaques sont nécessaires pour échanger la totalité de la puissance. Pour l'économiseur de type AC10, le nombre de plaques est de 14.

Les figures 2.28 et 2.29 présentent l'évolution des températures des fluides par élément de calcul pour les cas critiques au condenseur et à l'économiseur.



**Figure 2.28- Condenseur Eau/R-407C (Type CB52 avec 34 plaques - Cas1)**



**Figure 2.29- Economiseur R-407C/R-407C (Type AC10 avec 14 plaques - Cas2)**

➤ **L'échangeur évaporateur tubes/ailettes**

L'évaporateur tubes/ailettes (géométrie A dans ce qui suit) installé sur la PAC de référence livrée par ACE est formé de 4 circuits identiques, 2 nappes et 12 tubes par circuit par nappe. Les ailettes sont des ailettes planes. Le tableau 2.7 liste les différents paramètres de cette géométrie.

**Tableau 2.7 - Paramètres géométriques, Evaporateur PAC de référence**

$L$	Longueur de tube	(mm)	910,0
$D_i$	Diamètre interne de tube	(mm)	10,0
$\delta_t$	Epaisseur de tube	(mm)	0,28
$\delta_a$	Epaisseur d'ailette	(mm)	0,11
$P_a$	Pas d'ailette	(mm)	2,08
$P_l$	Pas longitudinal de tube	(mm)	19,6
$P_t$	Pas transversal de tube	(mm)	25,0

Cet évaporateur est insuffisant pour le fonctionnement sur le prototype de la PAC. Des modélisations détaillées sont donc nécessaires pour déterminer une nouvelle géométrie, ou plus précisément une nouvelle configuration du circuit, plus performante en terme de

puissance échangée et de pertes de pression interne pour les trois configurations de fonctionnement de la PAC; à savoir la configuration compresseur HP seul, la configuration compresseur BP seul et la configuration bi-étagée.

Le R-407C présente un glissement de température de l'ordre de 5 K. Le sens d'écoulement choisi est à tendance contre courant. Il faut donc trouver une conception adaptée au glissement afin de diminuer le pincement.

L'augmentation du nombre de nappes est une solution pour augmenter la puissance et pour adapter le glissement. Cependant pour limiter les pertes de pression, le nombre de tubes par circuit peut être diminué (ce qui revient à augmenter le nombre de circuits pour un même nombre total de tubes) sans trop diminuer les coefficients d'échange interne en raison de la baisse de la vitesse massique.

Le choix des géométries permet alors d'étudier l'effet d'une nappe additionnelle et/ou de changement de circuit, les autres paramètres étant toujours fixés (diamètre de tube, pas d'ailettes, type d'ailettes ...).

La figure 2.30 montre les différentes géométries simulées :

- géométrie A : 4 circuits, 2 nappes, 12 tubes par nappe
- géométrie B : 6 circuits, 2 nappes, 8 tubes par nappe
- géométrie C : 8 circuits, 2 nappes, 6 tubes par nappe
- géométrie D : 4 circuits, 3 nappes, 12 tubes par nappe
- géométrie E : 6 circuits, 3 nappes, 8 tubes par nappe
- géométrie F : 8 circuits, 3 nappes, 6 tubes par nappe.

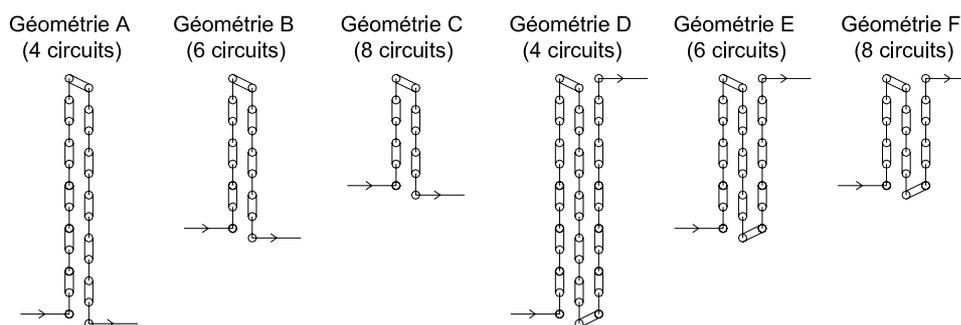


Figure 2.30- Schéma des géométries simulées (1 seul circuit)

Toutes ces géométries sont constituées de 48 tubes par nappe, soit une hauteur équivalente de l'échangeur de 1,2 m.

Durant la saison de chauffe, le choix entre les configurations de fonctionnement de la PAC est fonction des températures d'air extérieur. A titre d'exemple, la configuration bi-étagée, répondant au grand besoin de chauffage, est utilisée pour des faibles températures d'air de l'ordre de  $-15\text{ °C}$  à  $0\text{ °C}$ , la configuration compresseur BP seul (moyenne puissance,  $\dot{V}_{\text{bal}}=17\text{ m}^3/\text{h}$ ) pour des températures de  $-5\text{ °C}$  à  $5\text{ °C}$  et la configuration compresseur HP seul (faible puissance,  $\dot{V}_{\text{bal}}=8\text{ m}^3/\text{h}$ ) pour des températures de  $5\text{ °C}$  à  $15\text{ °C}$ .

Plusieurs hypothèses sont considérées pour le calcul. Un sous-refroidissement de 5 K est choisi pour les configurations compresseur BP seul et compresseur HP seul. La configuration série caractérisée par un refroidissement par économiseur suppose un sous-refroidissement de 20 K. La pression d'évaporation et le débit massique aspiré sont calculés en fonction des conditions d'entrée au compresseur supposant une surchauffe de 5 K. Une détente isenthalpique jusqu'à la pression d'évaporation permet alors de déterminer les conditions d'entrées du fluide frigorigène à l'évaporateur. Le rendement volumétrique du compresseur est supposé égal à 0,95, la vitesse d'air est de 1,4 m/s.

Les résultats des simulations, présentés suivant la configuration de fonctionnement, permettent l'identification de la géométrie retenue. Cette géométrie doit être capable d'échanger la puissance nécessaire pour une évaporation complète avec des pertes de pressions acceptables ( $< 50$  kPa) pour les trois configurations de fonctionnement.

■ **Configuration HP (puissance faible,  $+ 5$  °C  $<$  température d'air  $<$  15 °C)**

Les géométries A et D de la figure 2.31 (nombre de circuits réduit et 4 circuits identiques) présentent des pertes de pression supérieures à 20 kPa et pouvant atteindre 50 kPa avec la géométrie D pour une température d'air ambiant de 15 °C. Les pertes de pression calculées avec les autres géométries sont acceptables.

En terme de puissance échangée, toutes les géométries permettent une évaporation complète et une sortie du fluide en état vapeur surchauffée (cf. figure 2.32).

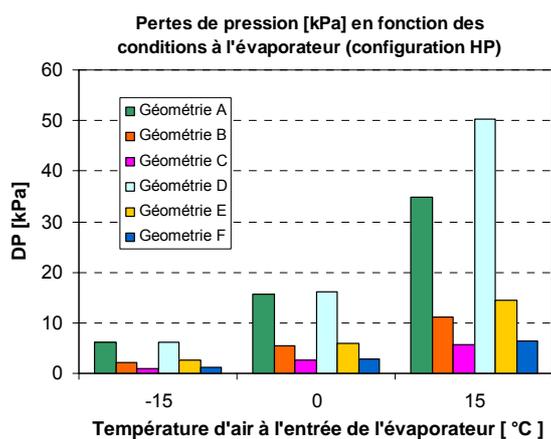


Figure 2.31- Pertes de pression en configuration HP

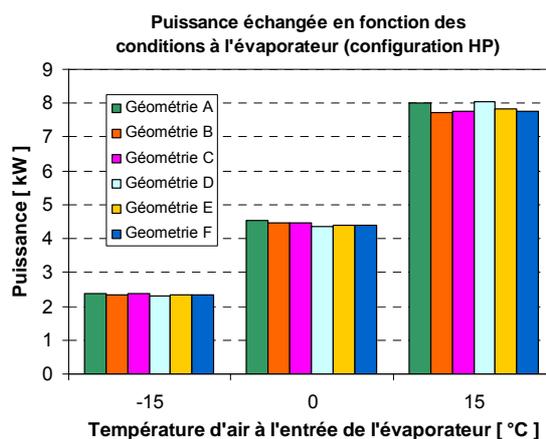


Figure 2.32- Puissance échangée en configuration HP

■ **Configuration BP (puissance moyenne,  $- 5$  °C  $<$  température d'air  $<$  5 °C)**

Les géométries A et D présentent des pertes de pression supérieures à 100 kPa sur la plage de températures d'air de  $- 5$  °C à 5 °C et sont ainsi rejetées. Les pertes de pression calculées avec les autres géométries sont acceptables (cf. figure 2.33).

La géométrie B est incapable d'échanger la puissance et la sortie est diphasique pour une température d'entrée d'air de 0 °C (cf. figure 2.34).

Les pertes de pression des géométries A et D ne sont pas présentées sur la figure 2.33, ces dernières dépassant la limite acceptable du code de simulation.

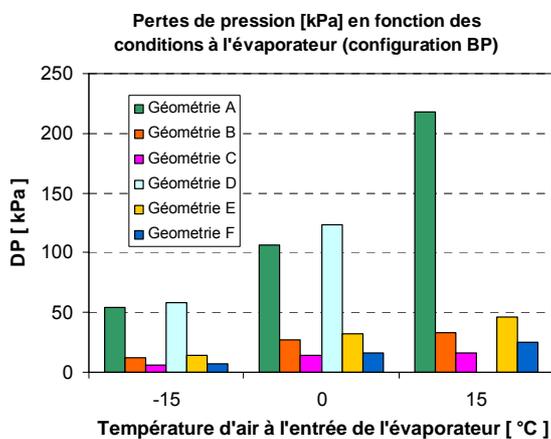


Figure 2.33- Pertes de pression en configuration BP

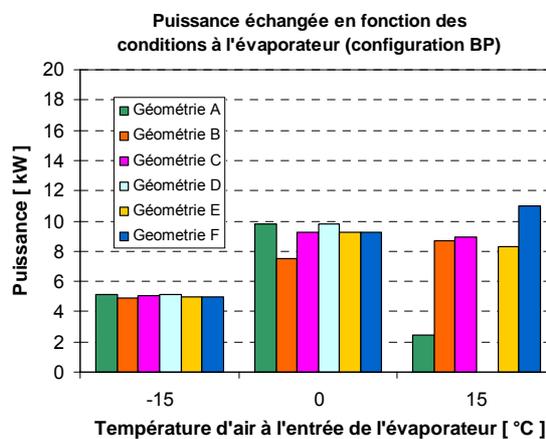


Figure 2.34- Puissance échangée en configuration BP

■ **Configuration bi-étagée (puissance élevée,  $-15\text{ °C} < \text{température d'air} < 0\text{ °C}$ )**

Seule la géométrie F (8 circuits et 3 nappes) permet une évaporation complète avec une faible perte de pression pour cette configuration de fonctionnement. La géométrie C, formée du même nombre de circuits et de deux nappes, présente des pertes de pression proches mais un échange beaucoup plus faible. La géométrie E (6 circuits et 3 nappes) capable d'échanger cette même puissance pour des températures d'air faibles, présente des pertes de pression supérieures. **La géométrie F est donc choisie sur le prototype.**

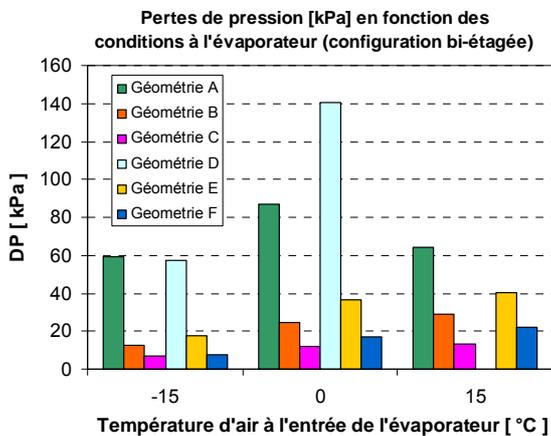


Figure 2.35- Pertes de pression en configuration bi-étagée

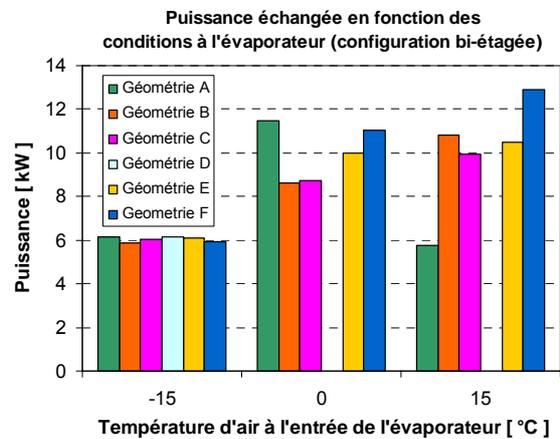


Figure 2.36- Puissance échangée en configuration bi-étagée

➤ **Les détendeurs**

L'organe de détente adopté influe relativement peu sur les performances s'il s'agit d'un système actif (détendeur électronique ou thermostatique). Dans le cas d'un système passif (capillaires), on peut constater une dégradation forte des performances lorsque l'on s'éloigne de la puissance pour laquelle ils ont été calculés. La sélection des détendeurs électroniques installés sur le prototype est présentée en annexe 4.

## 2.5 - Conclusions

Le cahier des charges de la rénovation impose de nouvelles contraintes limitant l'utilisation des PAC air/eau usuelles du marché. L'eau de chauffage doit être produite à un niveau de température élevé et l'ECS doit être fournie en été et en hiver. Pour ces conditions de fonctionnement, une adaptation du cycle thermodynamique et une amélioration de son efficacité énergétique sont nécessaires tout en limitant les coûts du système correspondant aux besoins du marché.

L'analyse des options techniques pour les PAC air/eau en réhabilitation des chaudières a permis le choix des solutions suivantes.

- La PAC est inversable. Elle permet le chauffage en hiver et le rafraîchissement en été. Ceci est possible par l'utilisation d'une vanne 4 voies.
- La PAC fonctionne suivant le cycle bi-étagé à économiseur à injection partielle modifiée. Ce cycle présente plusieurs avantages :
  - ✓ Il est énergétiquement efficace.
  - ✓ Il permet le fonctionnement avec un grand écart entre la température de la source froide et la température du puits chaud, sans que la température de refoulement et les taux de compression dépassent les limites admissibles imposées par le constructeur.
  - ✓ Il ne comporte pas de bouteille intermédiaire. Le risque d'accumulation d'huile est faible ainsi que la charge en fluide frigorigène.
  - ✓ Il est modulable en terme de puissance calorifique.
  - ✓ Il présente un coût acceptable.

- Le circuit est aménagé par des électrovannes de manière à contrôler la puissance par configuration des compresseurs. La PAC peut fonctionner en configuration bi-étagée lorsqu'il fait froid et en configuration mono-étagée avec un seul compresseur pour des températures extérieures plus élevées.
- L'ECS est produite seule ou en série avec le chauffage. Pour une PAC inversable, ceci permet la production d'ECS en mode combiné en été et en hiver.
- Le mode de dégivrage par inversion de cycle est choisi. Ce mode est facile à mettre en œuvre, la PAC étant inversable.
- Le retour d'huile est géré en reliant les deux carters des deux compresseurs par une ligne d'égalisation d'huile. C'est la solution la plus simple et la plus économe.

Ce chapitre a permis aussi la description d'un dispositif simple pour le contrôle de puissance par variation de la composition circulante. Ce dispositif sera testé sur le prototype.

Pour limiter le coût du système industrialisable, plusieurs exemples de conception ont été ensuite proposés :

- le remplacement des électrovannes de régulation par des clapets anti-retour,
- le remplacement des électrovannes de régulation par une vanne 4 voies,
- l'élimination du détendeur en mode rafraîchissement,
- le remplacement des détendeurs électroniques par des détendeurs thermostatiques.

Enfin, les originalités du nouveau concept peuvent être résumées par :

- l'adaptation de l'architecture du circuit (bi-étagé/ mono-étagé) en fonction des écarts de températures source/puits
- le contrôle de puissance par configuration des compresseurs
- l'augmentation de puissance par variation de la composition circulante
- la production de chauffage tout en produisant l'ECS
- le chauffage, l'ECS et le rafraîchissement
- l'absence des appoints électriques
- la simplicité et le coût relativement réduit .

Les principaux composants de la PAC, tels que les compresseurs, les échangeurs et les détendeurs, ont été ensuite dimensionnés et sélectionnés pour un fonctionnement selon une loi d'eau moyenne température correspondant à une application sur ventilo-convecteur peu efficace, ou sur radiateurs surdimensionnés ou à chaleur douce. Le mélange de référence utilisé est le R-407C.

Comme nous l'avons mentionné au chapitre 1, la stratégie de développement d'une PAC doit intégrer l'ensemble des impacts environnementaux. Ce chapitre 2 a étudié les impacts indirects associés à la consommation d'énergie et aux émissions de CO<sub>2</sub> dues au mix énergétique. Il reste alors à étudier les impacts directs associés aux niveaux d'émissions et au GWP du fluide. C'est ce que nous allons étudier dans le chapitre 3.



## **CHAPITRE 3 - Méthode de sélection des fluides frigorigènes à faible impact environnemental**

### **3.1 - Objectifs**

Le protocole de Montréal a amené à fixer un calendrier d'arrêt de production et d'utilisation des fluides frigorigènes contenant des atomes de chlore. Ces fluides représentaient plus de 90 % de l'ensemble des fluides utilisés. Les HFC ont été proposés comme molécules de substitution aux CFC et HCFC. Depuis la mise en place du protocole de Kyoto en 1997, les HFC sont dans la liste des gaz à effet de serre dont les émissions doivent être limitées. Cette nouvelle contrainte entraîne non seulement la mise en place de politiques de confinement et de récupération systématique des fluides frigorigènes, mais amène aussi à choisir des fluides ayant le plus faible GWP possible.

Afin de fournir le chauffage de manière efficace et durable, le fluide frigorigène doit avoir les caractéristiques suivantes :

- posséder de bonnes propriétés thermodynamiques (puissance calorifique volumétrique élevée, bonne conductivité thermique, échauffement faible à la compression, COP élevé, pression limitée au condenseur, etc.),
- être compatible avec les matériaux et les huiles classiques,
- être non toxique pour l'homme
- présenter un faible impact pour l'environnement (durée de vie atmosphérique, ODP, et GWP),
- être non inflammable ou faiblement inflammable et
- avoir un coût raisonnable.

Plusieurs de ces propriétés sont techniquement contradictoires, car l'amélioration d'une des caractéristiques entraîne souvent la détérioration d'une autre. Le choix du fluide frigorigène doit être réalisé de manière à trouver un compromis entre ces différentes caractéristiques et cela en fonction des besoins spécifiques de chauffage du site considéré. ***La méthode de sélection détaillée dans ce chapitre vient alors répondre aux exigences citées.***

### **3.2 - Les fluides frigorigènes utilisés et les émissions des PAC**

#### **3.2.1 - Cycle de vie des PAC et catégories d'émissions**

Lorsqu'ils sont libérés à l'air libre, les fluides frigorigènes sous leur forme gazeuse provoquent un impact sur l'effet de serre. Leur impact est lié à leur structure et à leur durée de vie dans l'atmosphère. Le CO<sub>2</sub> est pris comme base de référence pour l'évaluation.

L'impact environnemental d'un système de chauffage par PAC est souvent exprimé par le facteur « TEWI » (Total Equivalent Warming Impact). Ce facteur, bien qu'il ne prenne pas en compte toutes les émissions durant le cycle de vie, suffit pour bien évaluer les contributions essentielles : celles des émissions directes de fluide frigorigène au cours du cycle de vie du système et celles liées à la consommation énergétique.