CONSTRUIRE avec l' ÉNERGIE … naturellement !

2

Pour une performance énergétique globale

Engagement Volontaire des Architectes & des Entreprises

Formation
Pompes à chaleur

4 février 2008

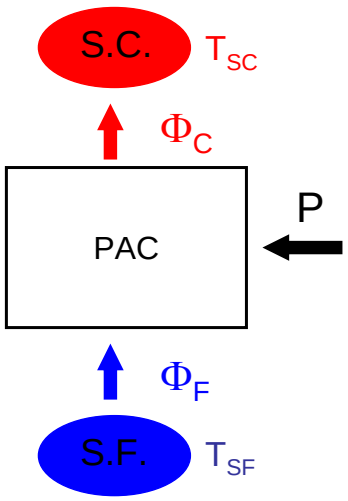
Eric Dumont - Marc Frère (FPMs)

CSTC-CCW-FPMs-IFAPME-UCL-ULg

économisons l'énergie

RÉGION WALLONNE

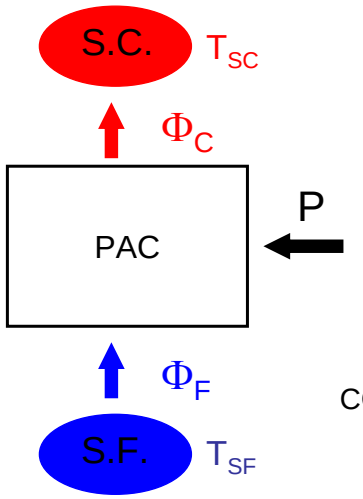
Principe énergétique



Source chaude : habitation, eau chaude sanitaire.

Source froide : air extérieur, sol du jardin, eau de la nappe phréatique.

Principe énergétique



Utilisation assistée d'une source d'énergie gratuite

Coefficient de performance :

$COP = \Phi_C / P$

$COP_{IDEAL} = T_{SC} / (T_{SC} - T_{SF})$

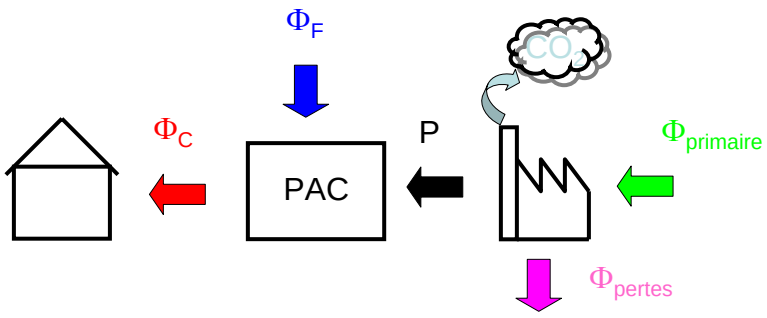
Principe énergétique

- Une partie de l'énergie nécessaire au chauffage de l'habitation provient de la source froide (énergie gratuite, renouvelable et non polluante)

- Gain énergétique (énergie primaire fossile)
- Gain économique (facture)
- Gain environnemental (rejets de CO_2)

Principe énergétique

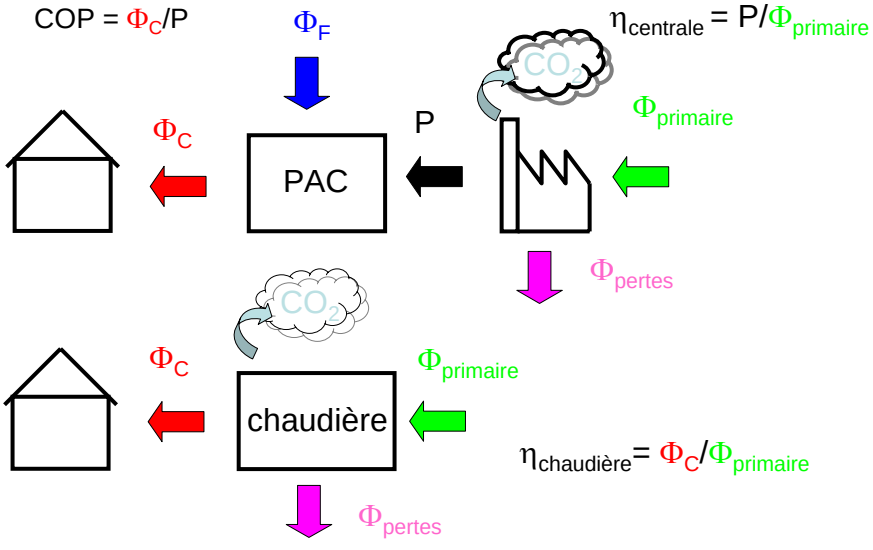
L'énergie d'entraînement est de l'énergie électrique: cette énergie doit elle-même être produite à partir d'énergie primaire éventuellement non renouvelable et polluante. Cette transformation a un coût.



Principe énergétique

$COP = \Phi_C/P$

$\eta_{centrale} = P/\Phi_{primaire}$



$\eta_{chaudière} = \Phi_C/\Phi_{primaire}$

Principe énergétique

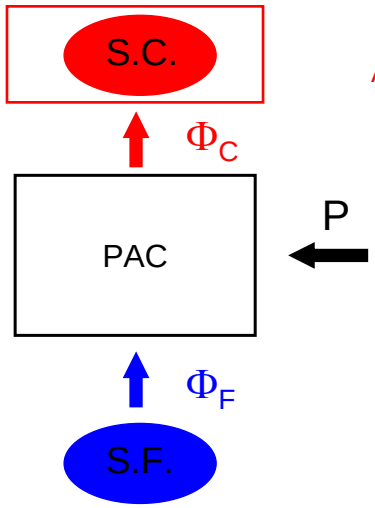
$\Phi_{primaire} = \Phi_C / (\eta_{centrale}\, COP)$

$\Phi_{primaire} = \Phi_C / (\eta_{chaudière})$

$\eta_{centrale}\, COP > \eta_{chaudière}$

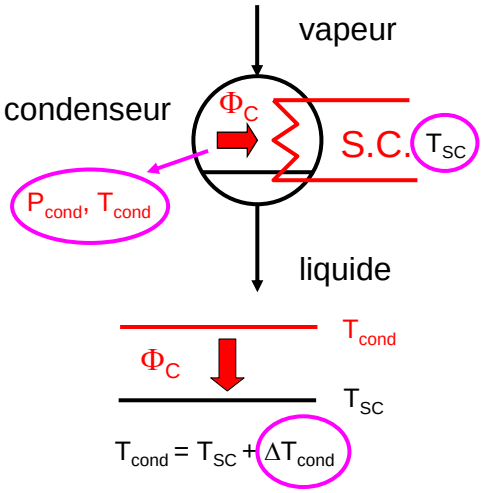
$COP > 2.5$

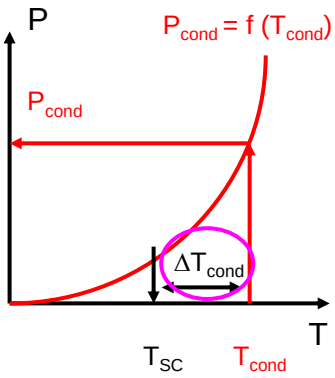
Principe de fonctionnement



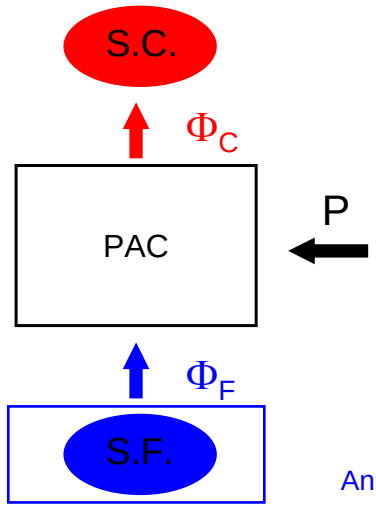
Analyse du condenseur

Principe de fonctionnement



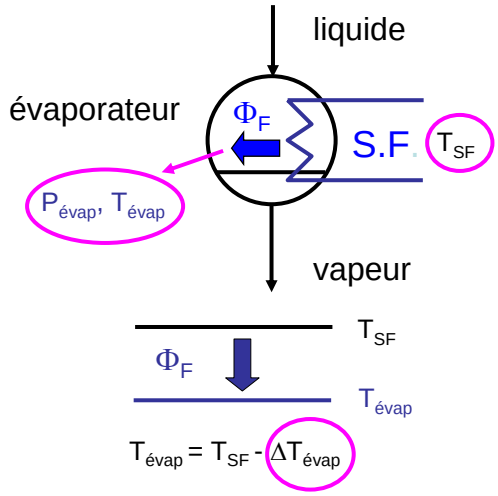


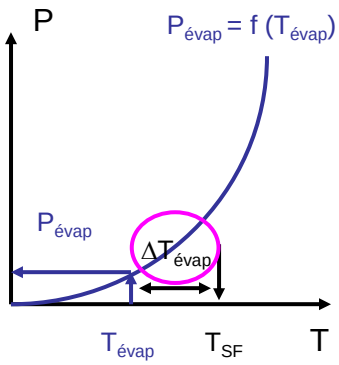
Principe de fonctionnement



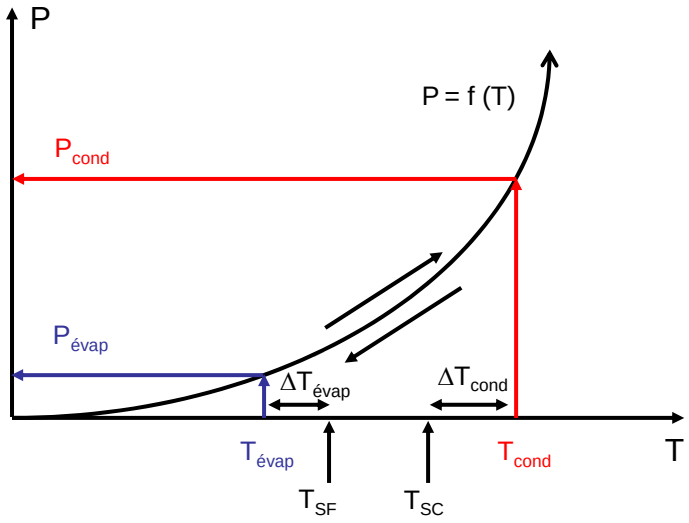
Analyse de l'évaporateur

Principe de fonctionnement

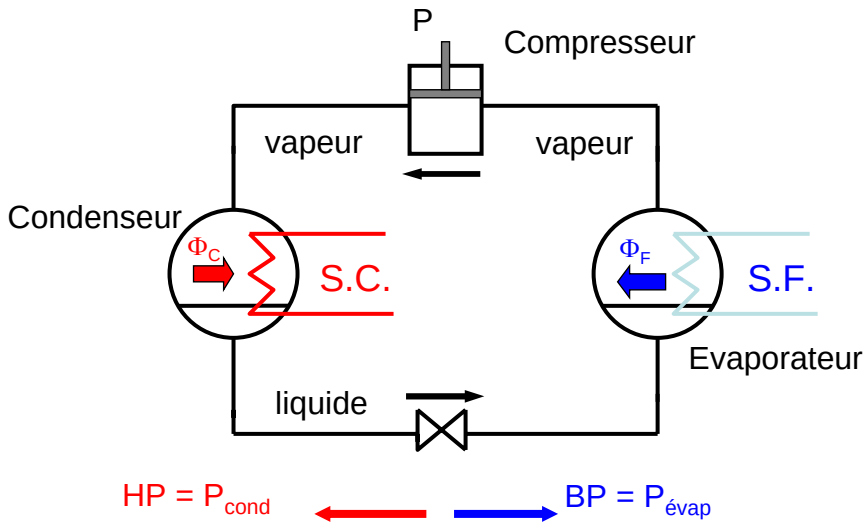




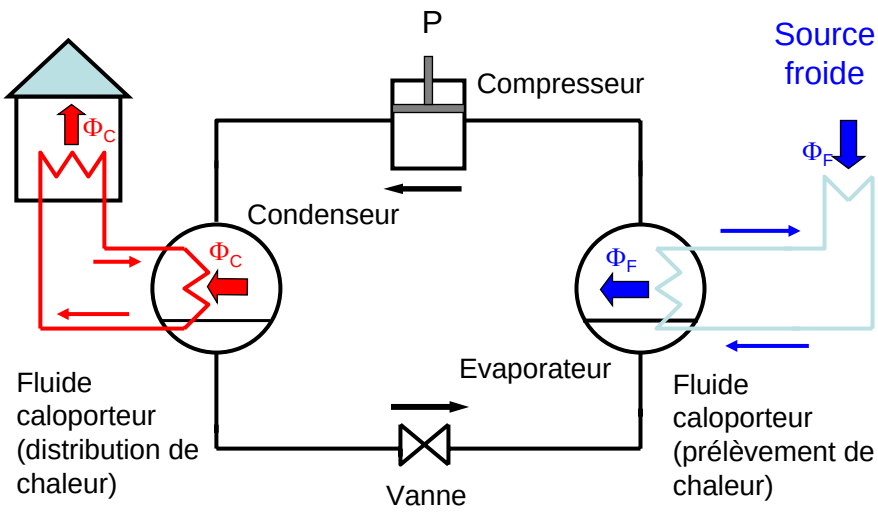
Principe de fonctionnement



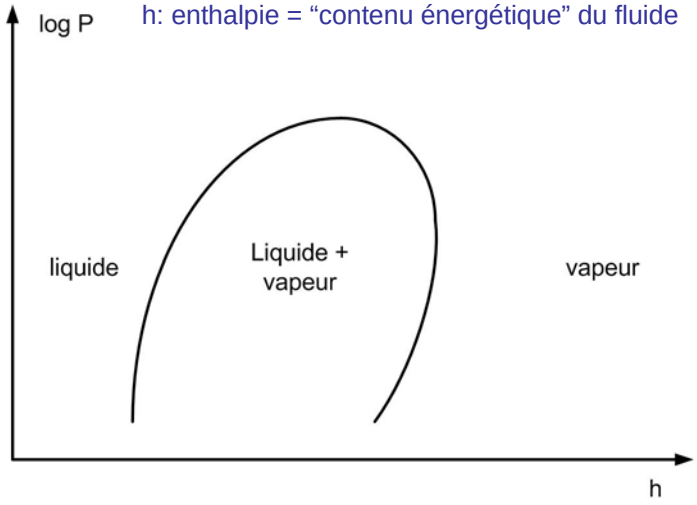
Principe de fonctionnement

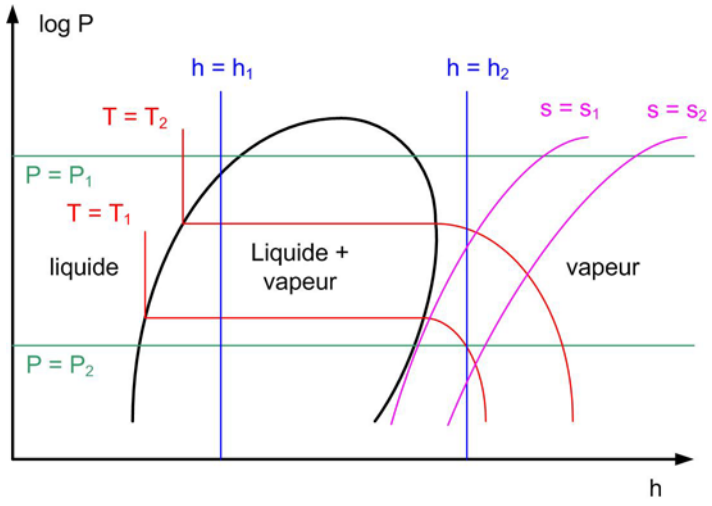


Principe de fonctionnement

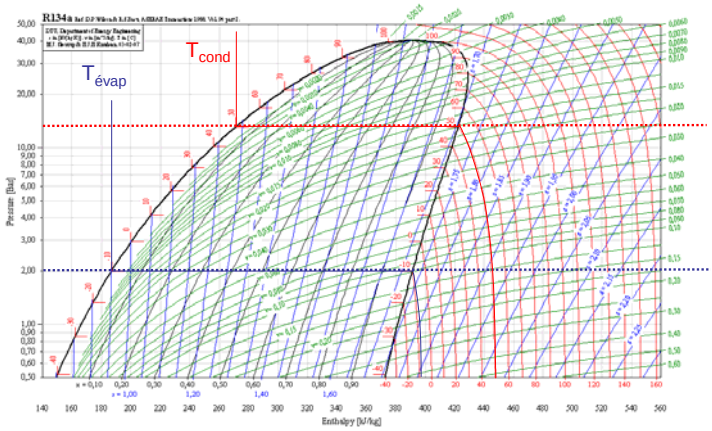


h: enthalpie = “contenu énergétique” du fluide

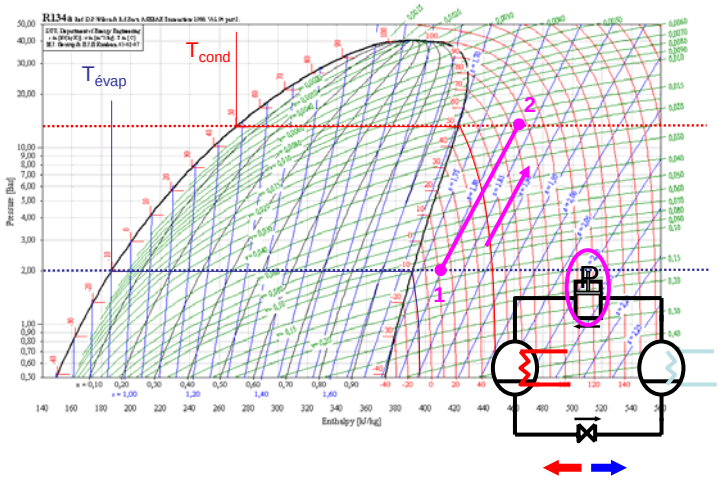




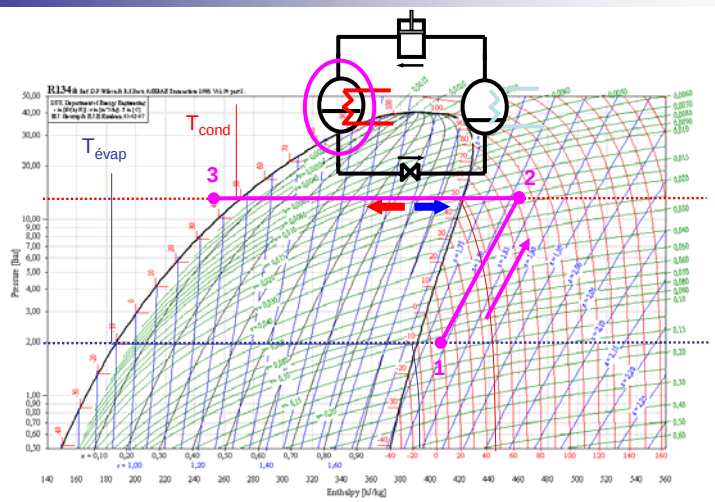
Calcul des performances



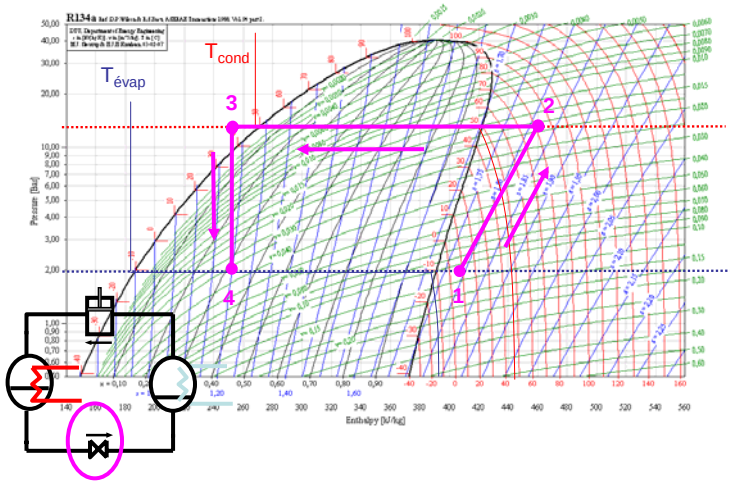
Calcul des performances

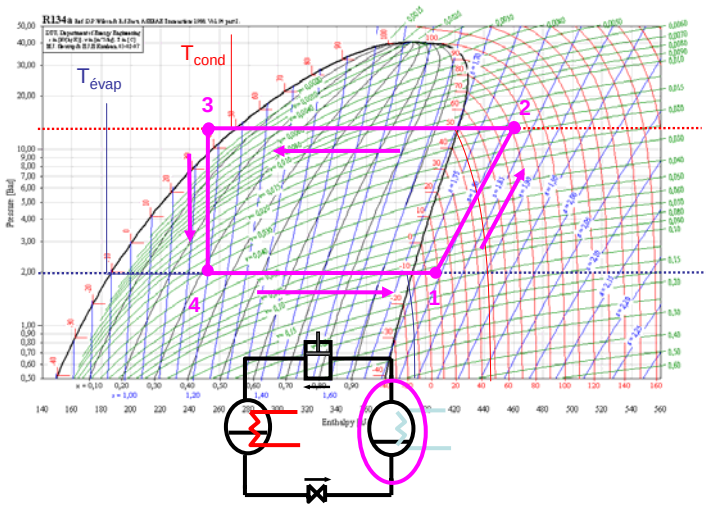


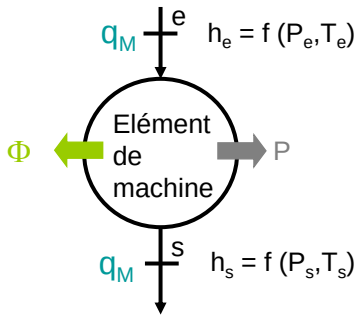
Calcul des performances



Calcul des performances





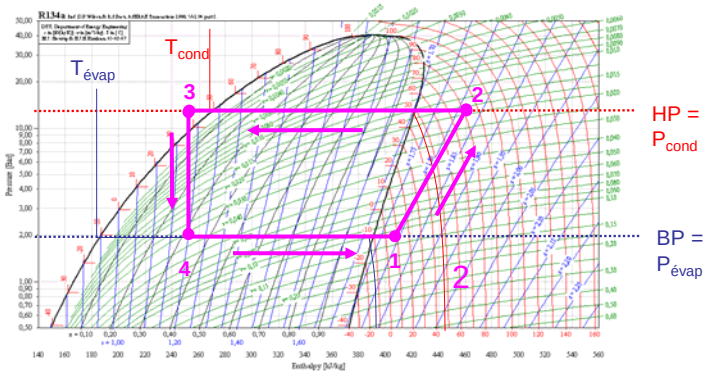


q_M est le débit massique de fluide circulant dans l'élément de machine

Le principe de conservation de l'énergie permet de calculer les échanges d'énergie Φ (flux de chaleur) et P (puissance mécanique) avec le monde extérieur :

$$\Phi + P = q_M (h_s - h_e)$$

P

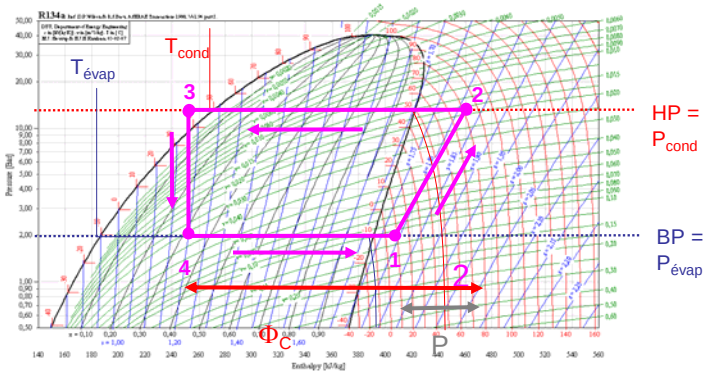


Le flux de chaleur échangé avec la source froide vaut : $\Phi_F = q_M (h_1-h_4)$

La puissance du compresseur vaut (compresseur supposé sans échange de chaleur = adiabatique) : $P = q_M (h_2-h_1)$

Le flux de chaleur échangé avec la source chaude vaut: $\Phi_C = q_M (h_3-h_2)$

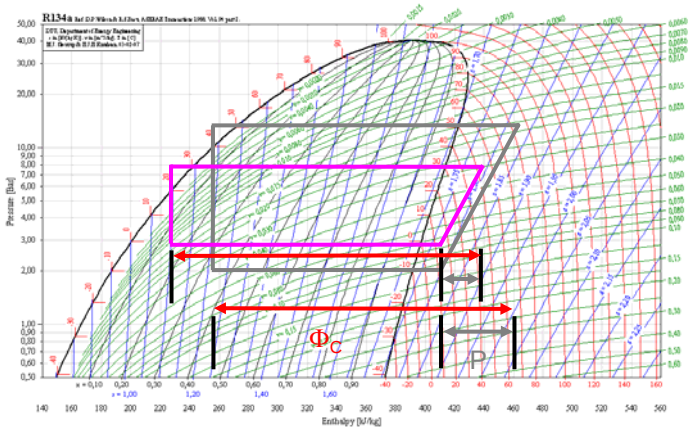
P



$\Phi_C = q_M (h_3-h_2)$ $P = q_M (h_2-h_1)$

$COP = -\Phi_C / P = (h_2-h_3)/(h_2-h_1)$

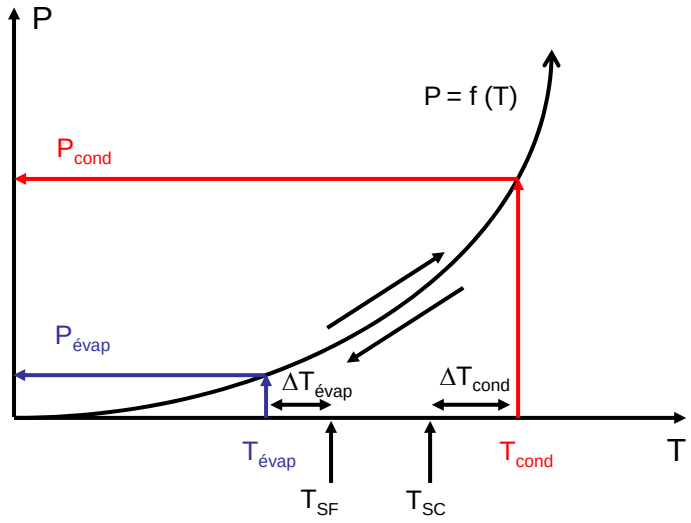
Calcul des performances



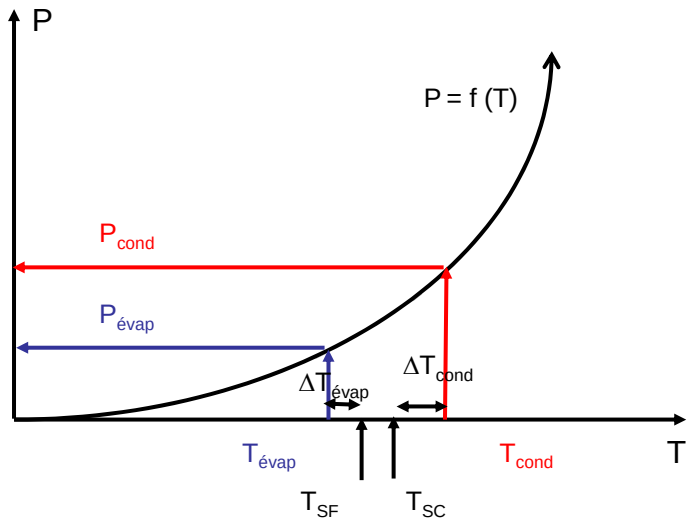
Si HP ↓ et BP ↑, Φ_C ↑,P ↓ et le COP = Φ_C /P ↑

Les pressions sont liées aux températures de changement de phase : BP = f ($T_{évap}$) et HP = f (T_{cond})

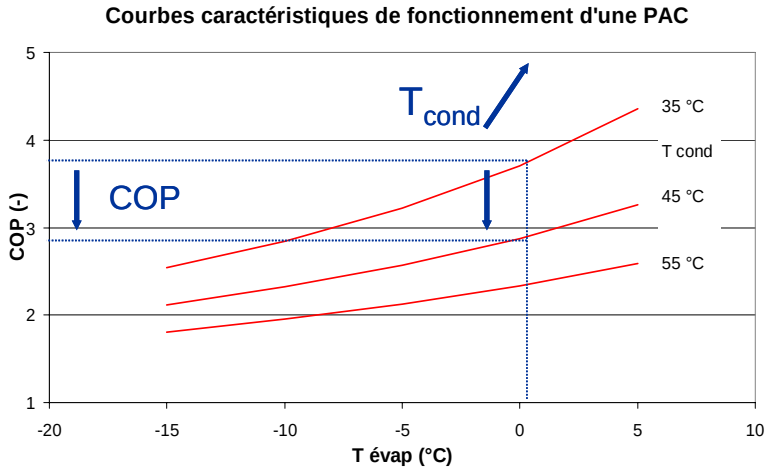
Principe de fonctionnement

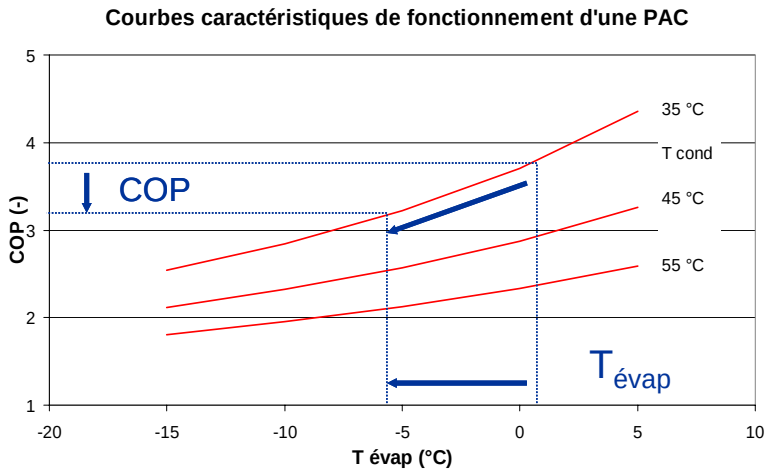


Principe de fonctionnement



Calcul des performances



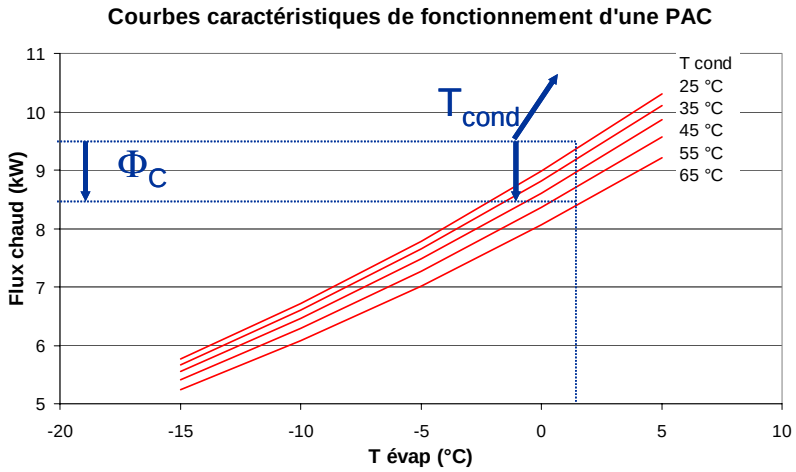


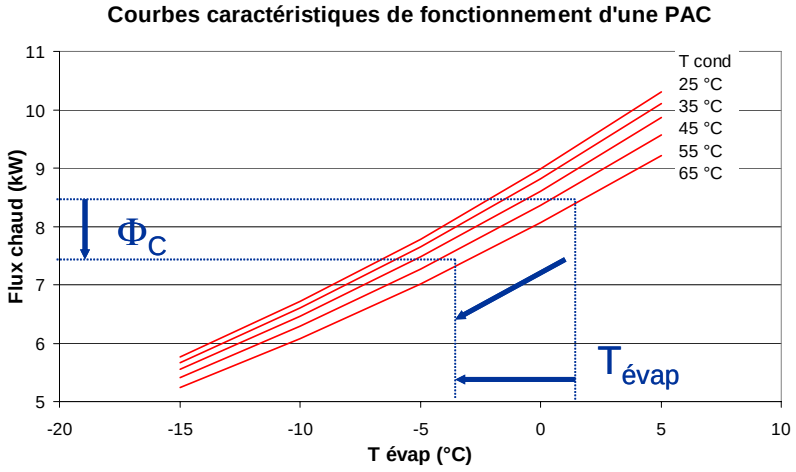
$\Phi_C = q_M (h_3 - h_2)$

$q_M = q_V \rho_{in\ comp}$

q_V diminue si HP/BP augmente

$\rho_{in\ comp}$ diminue si BP diminue


Courbes caractéristiques de fonctionnement d'une PAC
Flux chaud (kW)
T évap (°C)
T cond
25 °C
35 °C
45 °C
55 °C
65 °C
Φ_C
T_{cond}
11
10
9
8
7
6
5
-20
-15
-10
-5
0
5
10


Courbes caractéristiques de fonctionnement d'une PAC
Flux chaud (kW)
T évap (°C)
T cond
25 °C
35 °C
45 °C
55 °C
65 °C
Φ_C
$T_{évap}$
11
10
9
8
7
6
5
-20
-15
-10
-5
0
5
10

Calcul des performances

Les performances (flux de chaleur et COP) des pompes à chaleur seront d'autant plus élevés que la température d'évaporation sera élevée et que la température de condensation sera basse.

Ces températures dépendent elles-mêmes des températures des sources via les performances des échangeurs de chaleur.

Il faut donc une source chaude à faible température et une source froide à haute température.

Les ΔT aux échangeurs doivent être les plus faibles possibles.

Calcul des performances

Les températures des sources et, potentiellement, les coefficients de transfert de chaleur sont essentiellement variables au cours du temps sur une saison de chauffe.

Les performances de la pompe à chaleur sont donc également variables.

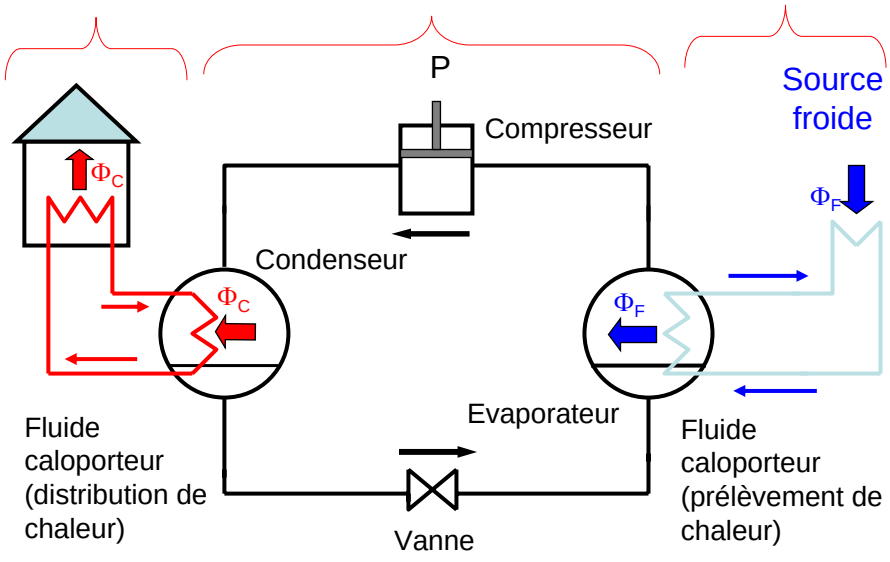
Assurer en permanence le confort thermique de bâtiment.

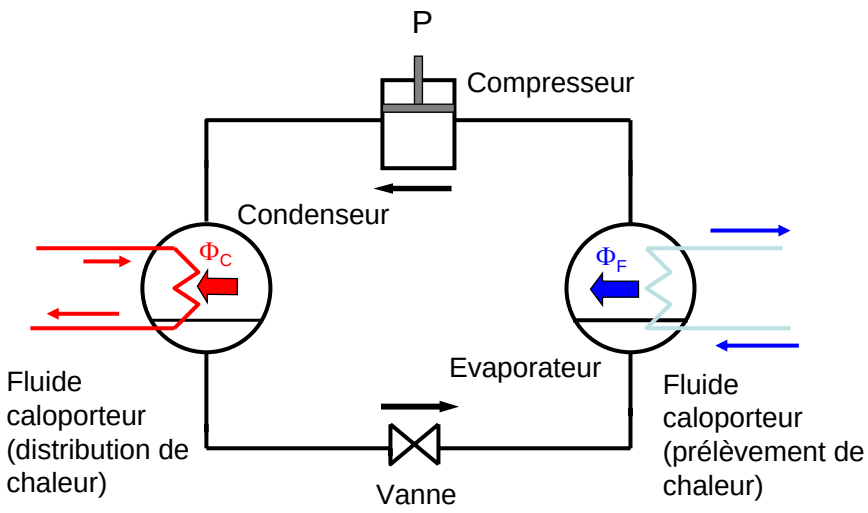
C'est la valeur du coefficient de performance annuel qui est importante pour déterminer si la pompe à chaleur est intéressante.

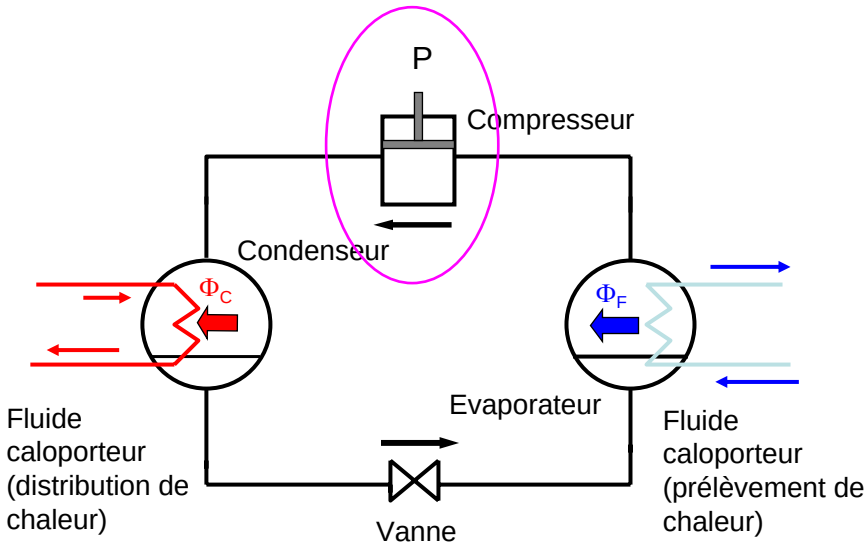
Cette valeur ne peut pas être déterminée aisément.

Bases de la compréhension des variables qui influencent les performances:

- Compréhension des textes normatifs
- Compréhension des procédures de détermination du COP annuel
- Compréhension des bases du dimensionnement




P
Compresseur
Condenseur
Φ_C
Φ_F
Evaporateur
Fluide caloporteur (distribution de chaleur)
Vanne
Fluide caloporteur (prélèvement de chaleur)

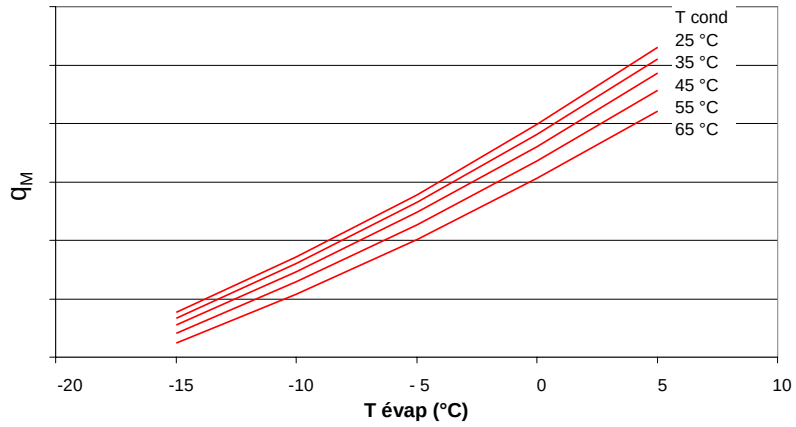

P
Compresseur
Condenseur
Φ_C
Φ_F
Evaporateur
Fluide caloporteur (distribution de chaleur)
Vanne
Fluide caloporteur (prélèvement de chaleur)

q_M = fct (BP, HP, $T_{in\ comp}$) = fct ($T_{év}$, T_{cond}, $T_{in\ comp}$)

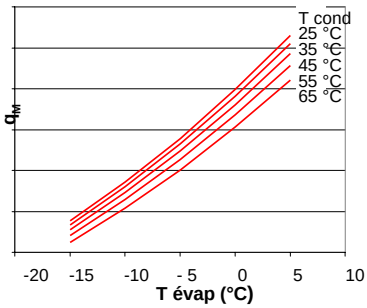
P= fct (BP, HP, $T_{in\ comp}$) = fct ($T_{év}$, T_{cond}, $T_{in\ comp}$)

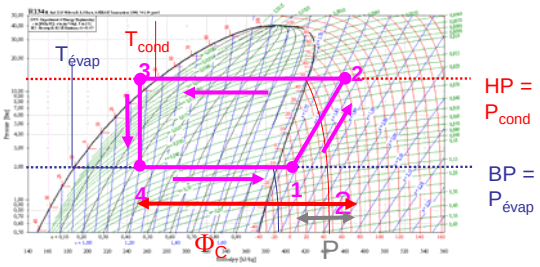
$T_{out\ comp}$ = fct (BP, HP, $T_{in\ comp}$) = fct ($T_{év}$, T_{cond}, $T_{in\ comp}$)

Pour une surchauffe donnée à l'évaporateur



Pour une surchauffe donnée à l'évaporateur



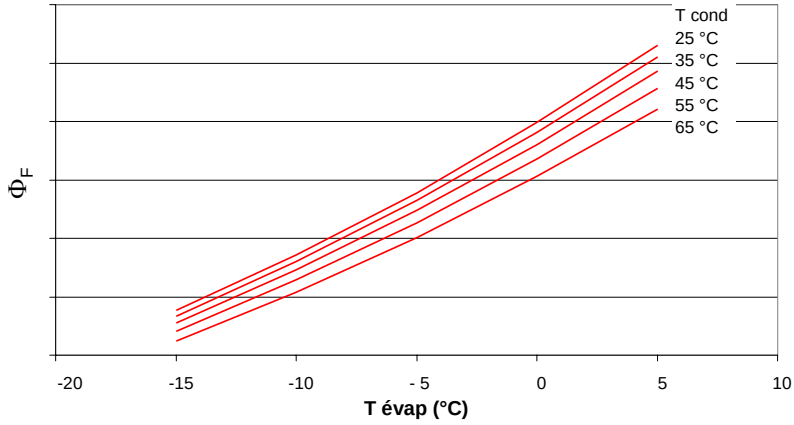


$\Phi_C = q_M (h_3-h_2)$ $\Phi_F = q_M (h_1-h_4)$ $P = q_M (h_2-h_1)$

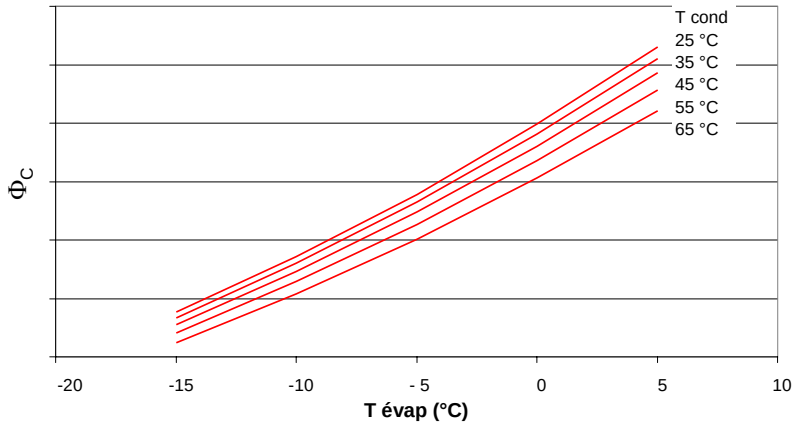
$T_{out\ comp} = fct (T_{év}, T_{cond}, T_{in\ comp})$

Hypothèse sur 3 (positions de 3 et de 4)

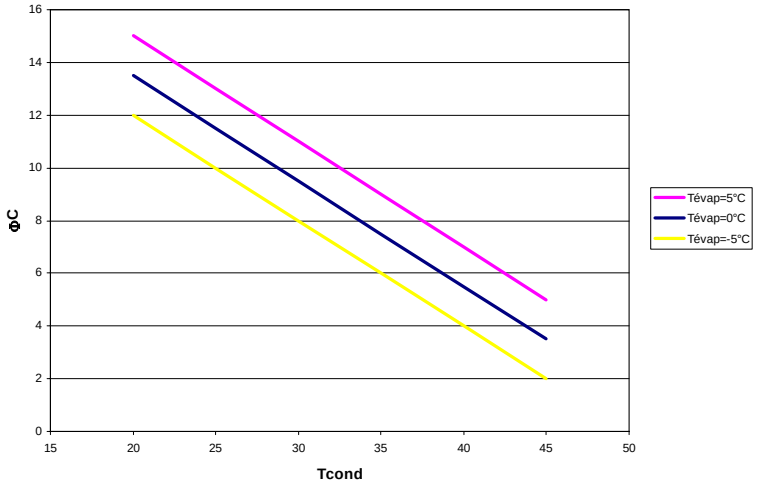
Pour une surchauffe donnée à l'évaporateur et un sous-refroidissement donné au condenseur



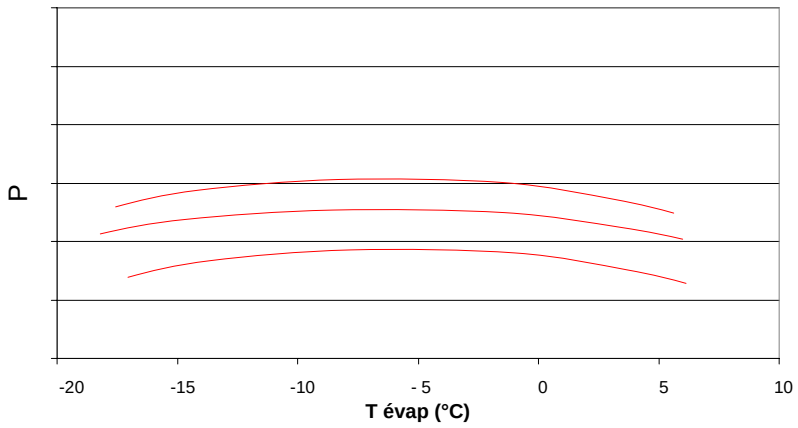
Pour une surchauffe donnée à l'évaporateur et un sous-refroidissement donné au condenseur



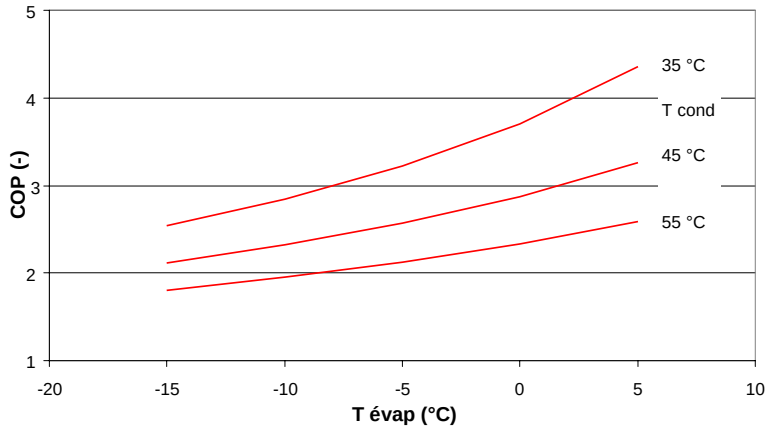
Pour une surchauffe donnée à l'évaporateur et un sous-refroidissement donné au condenseur

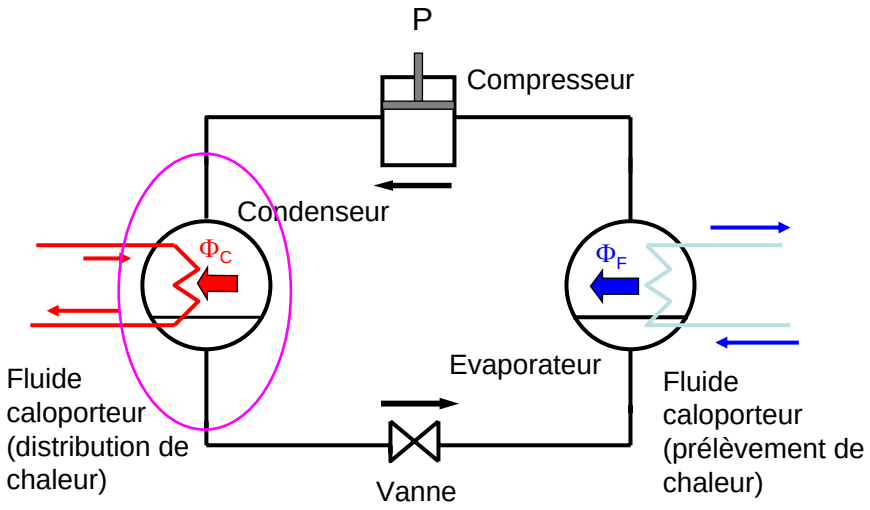


Pour une surchauffe donnée à l'évaporateur

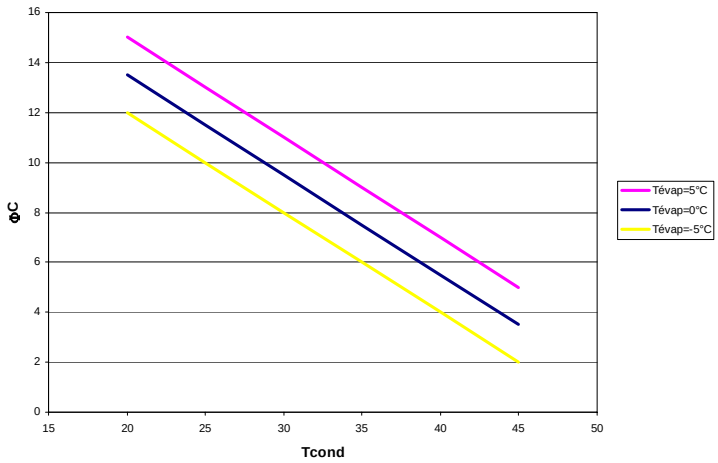


Pour une surchauffe donnée à l'évaporateur et un sous-refroidissement donné au condenseur



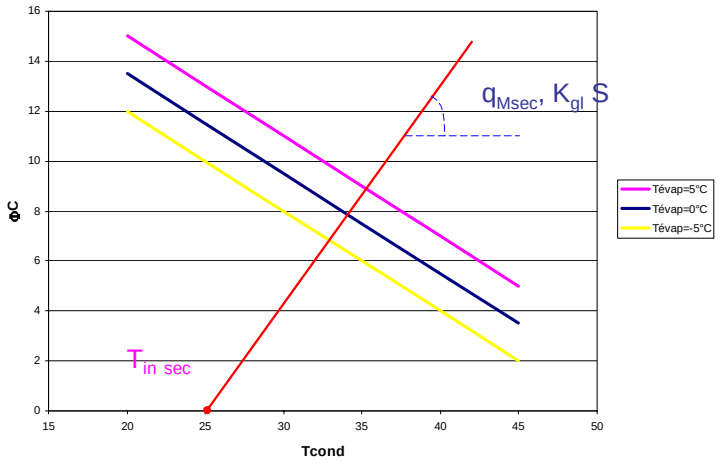


$\Phi_C = fct\ (q_{Msec}, K_{gl}\ S, T_{in\ sec}, T_{cond})$

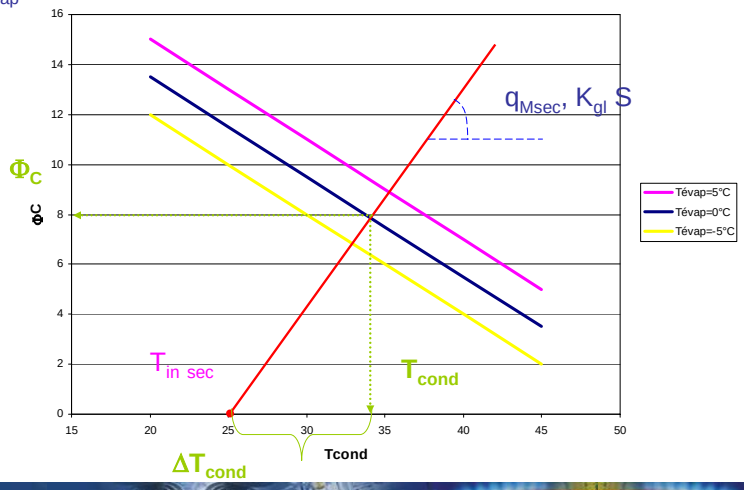


Φ_C = fct (q_{Msec}, K_{gl} S, $T_{in\ sec}$, T_{cond})

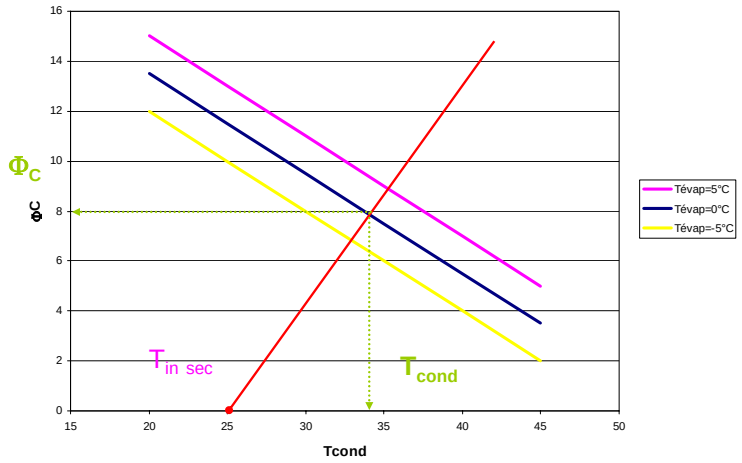
q_{Msec}, K_{gl} S, $T_{in\ sec}$ Donnés



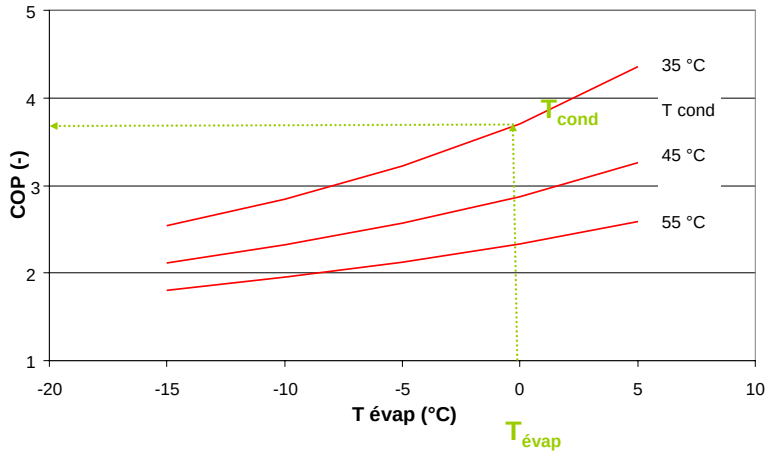
Compresseur choisi, $T_{in\ comp\ fixé}$, sous refroidissement fixé,
Condenseur choisi, q_{Msec}, $T_{in\ sec}$
Si $T_{évap}$ est connu



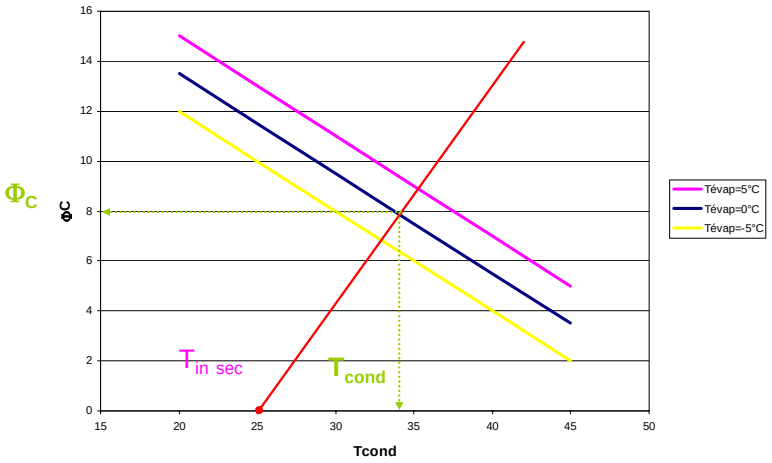
Mise en équations du comportement des pompes à chaleur



Mise en équations du comportement des pompes à chaleur

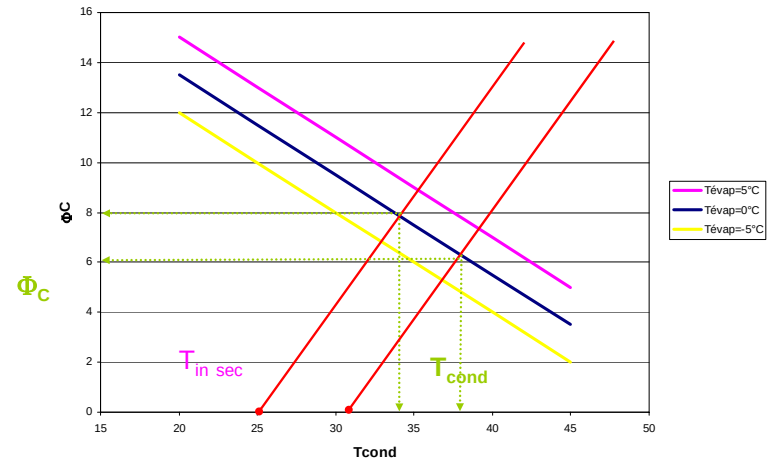


$T_{in\ sec}$ augmente



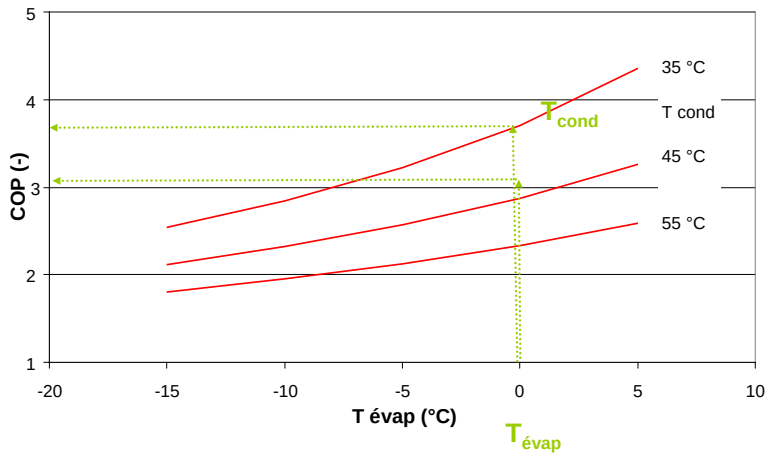
Φ_C

$T_{in\ sec}$ augmente T_{cond} augmente et Φ_C diminue

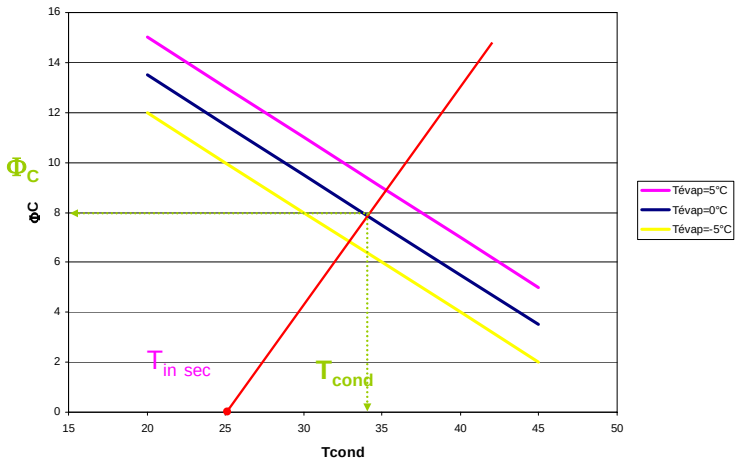


Φ_C

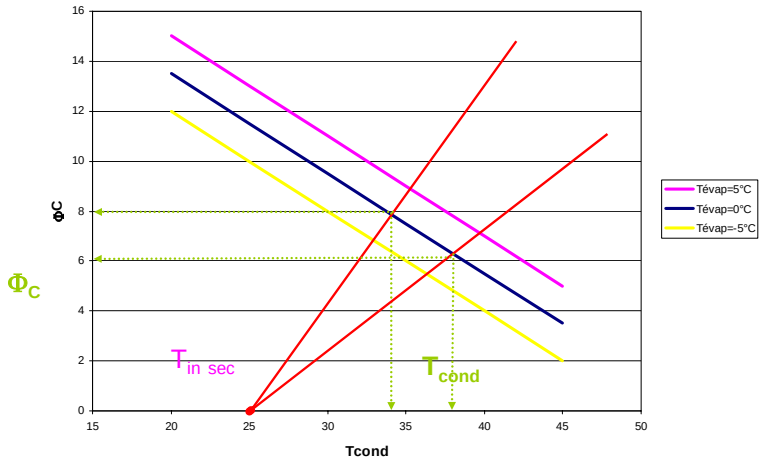
$T_{in\ sec}$ augmente T_{cond} augmente et COP diminue



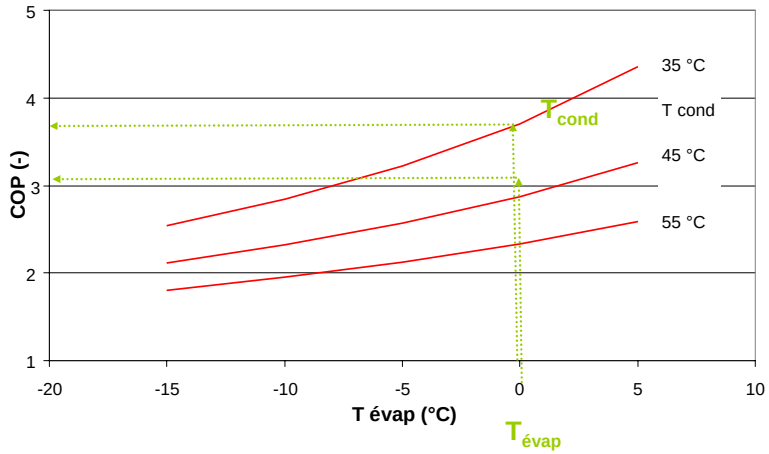
q_{MSec}, K_{gl} S diminuent pente diminue

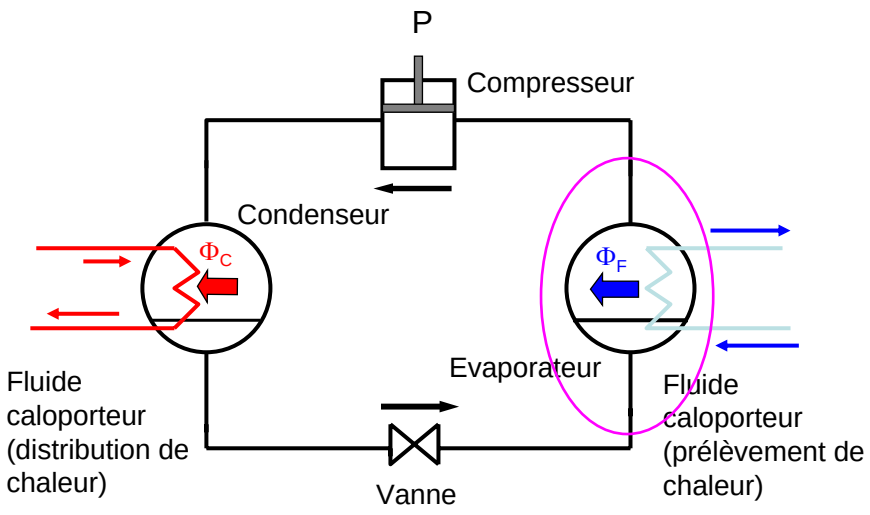


q_{Msec}, K_{gl} S diminuent pente diminue T_{cond} augmente et Φ_C diminue



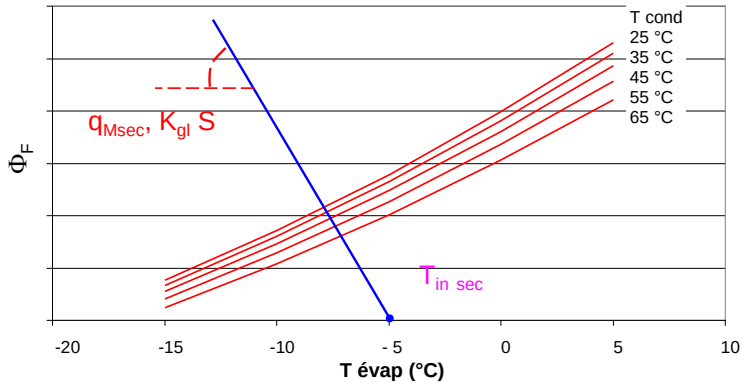
q_{Msec}, K_{gl} S diminuent pente diminue T_{cond} augmente et COP diminue



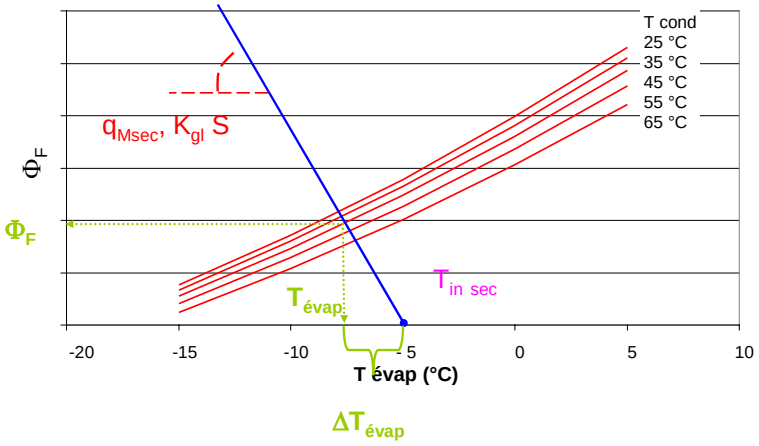


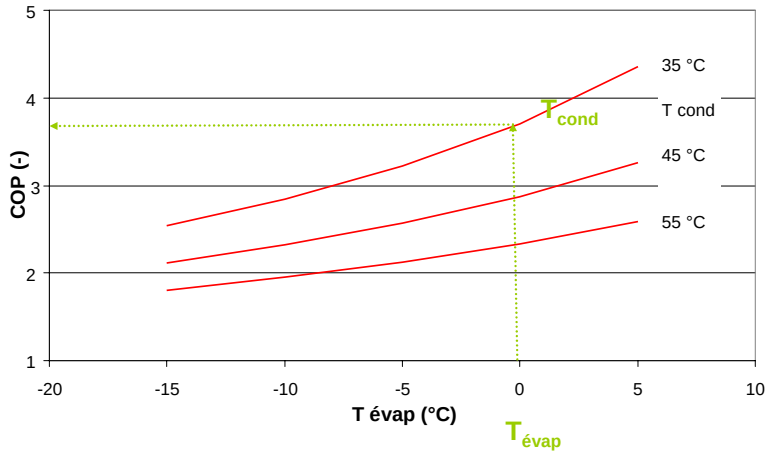
Φ_F = fct (q_{Msec}, K_{gl} S, $T_{in\ sec}$, $T_{évap}$)

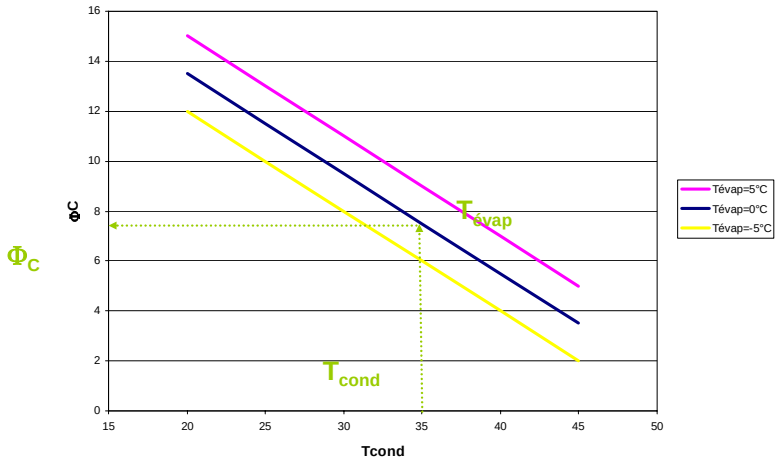
q_{Msec}, K_{gl} S, $T_{in\ sec}$ Donnés



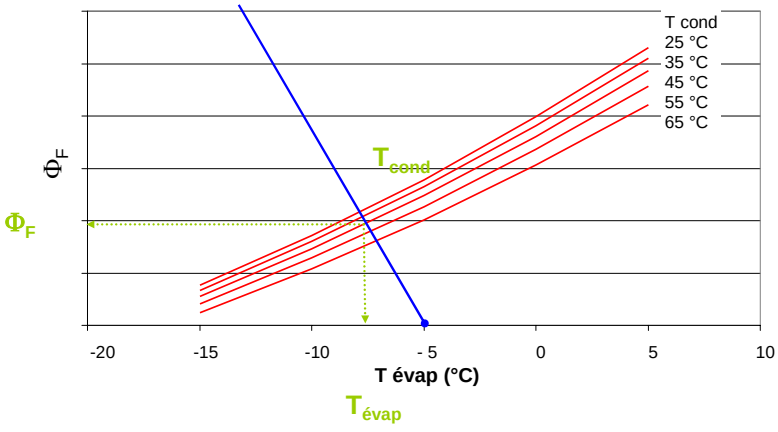
Compresseur choisi, $T_{in\ comp\ fixé}$, sous refroidissement fixé,
Evaporateur choisi, q_{Msec}, $T_{in\ sec}$
Si T_{cond} est connu





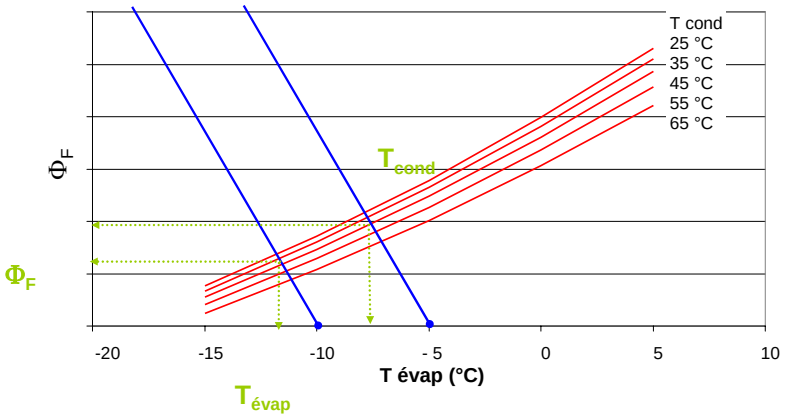


$T_{in\ sec}$ diminue



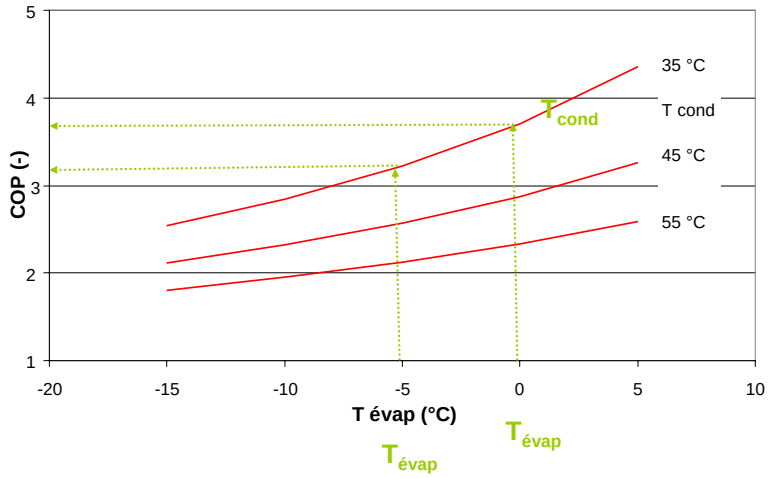
Mise en équations du comportement des pompes à chaleur

$T_{in\ sec}$ diminue $T_{évap}$ diminue et Φ_F diminue

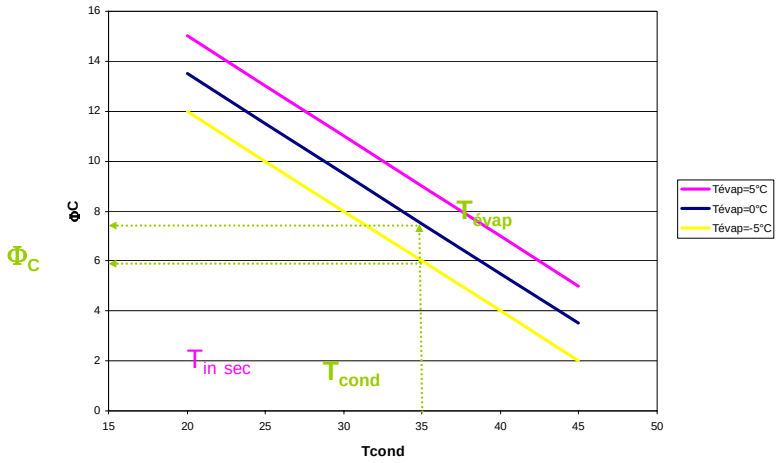


Mise en équations du comportement des pompes à chaleur

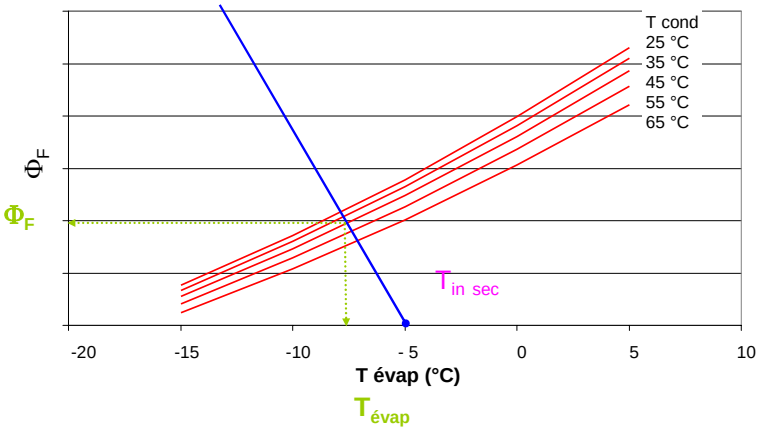
$T_{in\ sec}$ diminue $T_{évap}$ diminue et COP diminue



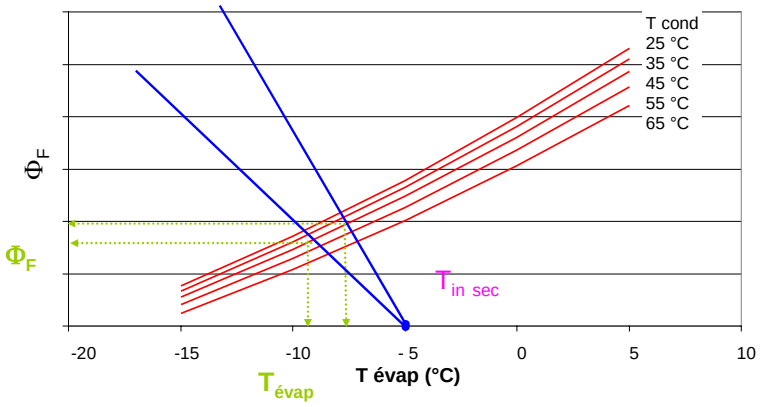
$T_{in\ sec}$ diminue $T_{évap}$ diminue et Φ_C diminue



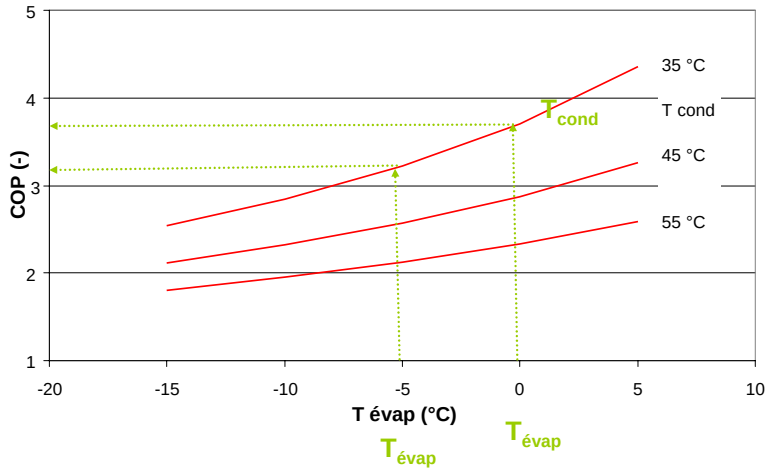
q_{MSec}, K_{gl} S diminuent pente diminue



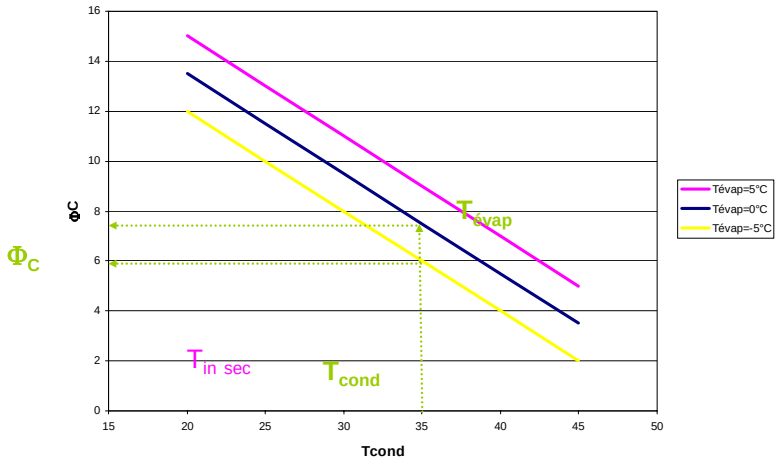
q_{Msec}, K_{gl} S diminuent pente diminue $T_{évap}$ diminue et Φ_F diminue



q_{Msec}, K_{gl} S diminuent pente diminue $T_{évap}$ diminue et COP diminue

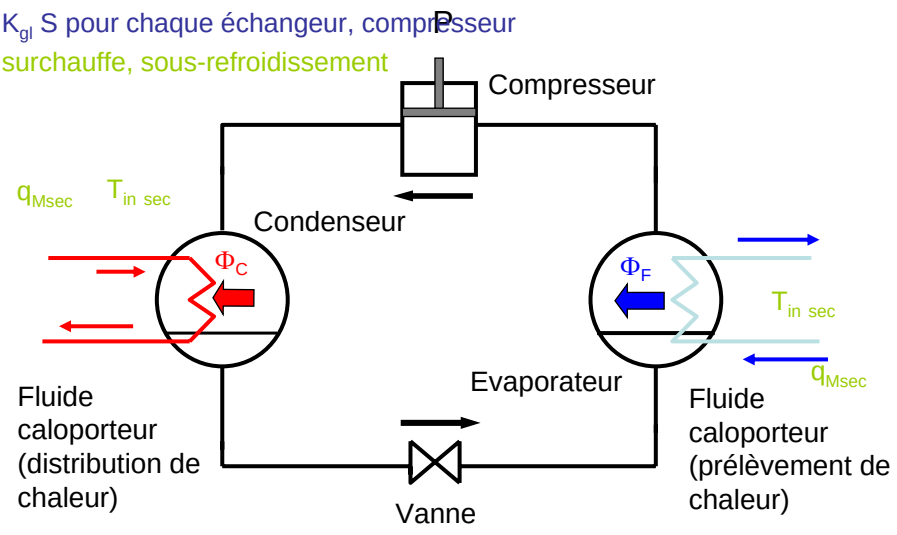


q_{Msec}, K_{gl} S diminuent pente diminue $T_{évap}$ diminue et Φ_C diminue



K_{gl} S pour chaque échangeur, compresseur

surchauffe, sous-refroidissement



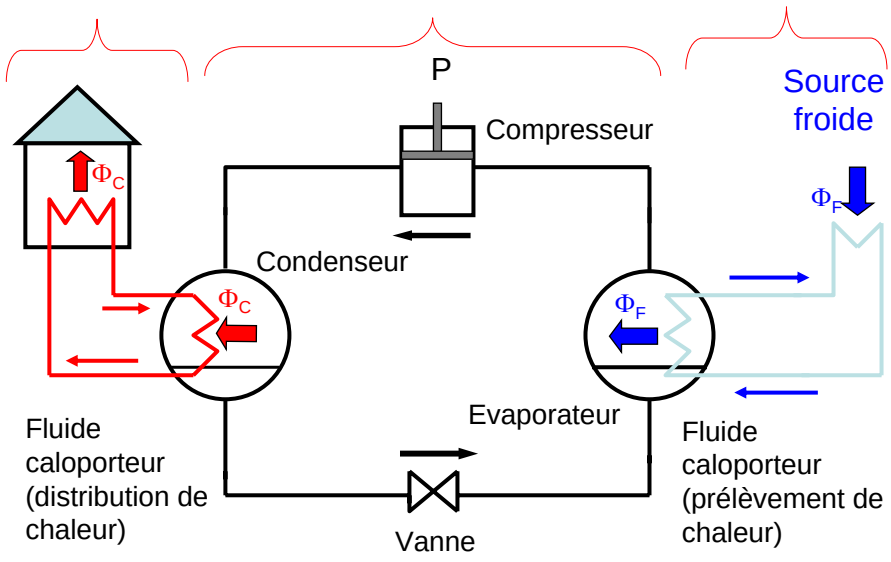
De faibles débits de fluide secondaire (par rapport à la puissance thermique de la pompe à chaleur) ont comme conséquence:

- Echauffement trop important du fluide secondaire côté condenseur et donc une température de condensation importante.
- Refroidissement trop important du fluide secondaire côté évaporateur et donc une température d'évaporation faible.
- Le COP et la puissance thermique s'en trouvent affectés.

De faibles coefficients de transfert de chaleur et/ou de faibles surfaces d'échange (par rapport à la puissance thermique de la pompe à chaleur) ont comme conséquence:

- Un écart de température important entre le fluide frigorigène et le fluide secondaire et par suite une température de condensation importante et/ou une température d'évaporation faible.
- Le COP et la puissance thermique s'en trouvent affectés.

Mise en équations du comportement des pompes à chaleur



Les différentes configurations possibles de pompe à chaleur

- Les différentes sources froides possibles sont :
  - le sol autour de l'habitation (échangeur horizontal, échangeur vertical)
  - l'air extérieur (pulsé ou statique)
  - l'eau de la nappe phréatique
  - l'eau d'une rivière, d'un étang.

- Les différentes sources chaudes possibles sont :
  - l'air intérieur de l'habitation
  - le plancher de l'habitation voire les murs
  - l'eau d'un boiler d'eau chaude sanitaire (ECS)

- Le sol autour de l'habitation

Sa température dépend :

- de la profondeur à laquelle on puise la chaleur
- de la présence au non d'une pompe à chaleur

Cette température est relativement stable. Il y a une lente diminution de la température en automne et une lente remontée au printemps. Il n'y a quasi pas de variation journalière.

Le sol est une source « statique » : il n'y a pas de renouvellement du sol autour du capteur de chaleur.

Les différentes configurations possibles de pompe à chaleur: utilisation du sol

- Le sol autour de l'habitation

Sa température dépend :

- de la profondeur à laquelle on puise la chaleur
- de la présence au non d'une pompe à chaleur

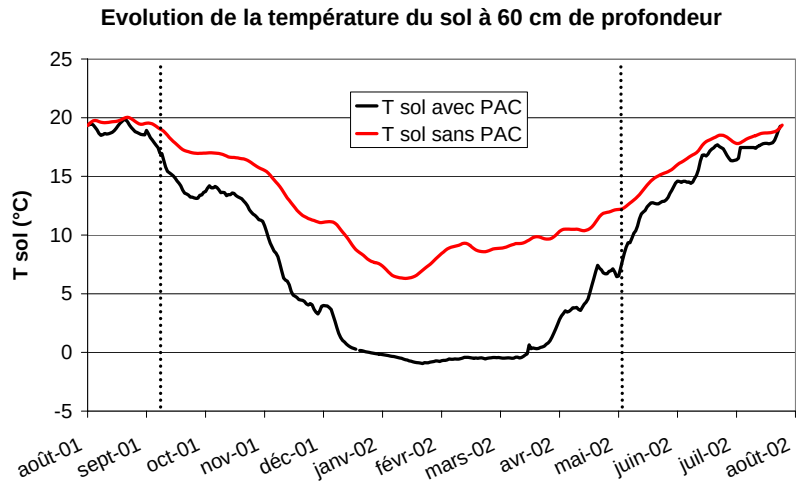
Cette température est relativement stable. Il y a une lente diminution de la température en automne et une lente remontée au printemps. Il n'y a quasi pas de variation journalière.

Le sol est une source « statique » : il n'y a pas de renouvellement du sol autour du capteur de chaleur.

- Captage de la chaleur dans le sol autour de l'habitation

Le capteur peut :
- se situer à différentes profondeurs
- être horizontal ou vertical

Le captage de chaleur peut se faire :
- par évaporation directe
- par transfert de chaleur via un fluide caloporteur (eau glycolée)



▪Captage de la chaleur dans le sol autour de l'habitation

Pour les capteurs horizontaux :

- profondeur comprise entre 50 et 120 cm
- distance de 50 à 90 cm entre les tubes
- tubes en cuivre recouvert de polyéthylène

▪Captage de la chaleur dans le sol autour de l'habitation

Avantages :

- température de la source relativement élevée
- température stable
- si profondeur faible, peu de travaux de terrassement
- pas de pompe si évaporation directe

Inconvénients :

- limitation de la surface du jardin (sauf capteurs verticaux mais alors coût du terrassement)
- la température du sol diminue lorsqu'on puise de la chaleur
- confinement du fluide frigorigène si évaporation directe
- influence sur les plantations

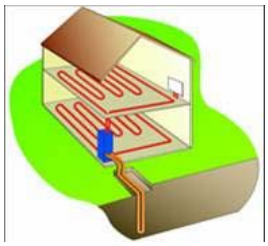
▪Captage de la chaleur dans le sol

Pour les capteurs verticaux :

-Profondeur de quelques dizaines de mètres

-Fluide secondaire

-Possibilité d'intégration aux ouvrages de fondation



▪Captage de la chaleur dans le sol

Avantages :

- température de la source relativement élevée
- température stable
- peu de place au sol

Inconvénients :

- la température du sol diminue lorsqu'on puise de la chaleur
- Nécessité potentielle d'une recharge thermique
- Nécessité d'une étude approfondie des propriétés du sol

- L'air extérieur

Sa température est peu stable. Il y a de fortes variations journalières (jour/nuit) et saisonnières (été/hiver)

L'air est une source « dynamique » : il y a renouvellement de l'air autour du capteur de chaleur.

Influence de l'humidité de l'air : elle peut former du givre sur le capteur de chaleur et influencer l'efficacité de cet échangeur.

- Captage de la chaleur dans l'air extérieur

Le captage de chaleur peut se faire :

- par évaporation directe
- par transfert de chaleur via un fluide caloporteur (eau glycolée)

Ce captage peut se faire :

- soit par air pulsé (avec un ventilateur)
- soit par air « statique » (sans ventilateur)

- Captage par air pulsé

Avantages :

- température élevée au printemps et en automne et le jour par rapport à la nuit
- bon transfert de chaleur grâce au ventilateur

Inconvénients :

- consommation électrique du ventilateur (10% de la consommation de la PAC)
- formation de givre sur l'échangeur, nécessité de cycles de dégivrage (3 à 5 % de la consommation annuelle de la PAC)

- Captage par air statique

Avantages :

- température élevée au printemps et en automne et le jour par rapport à la nuit
- pas de ventilateur
- la formation de givre ne gêne pas le transfert de chaleur
- le soleil peut être employé comme source auxiliaire de chaleur

Inconvénients :

- moins bon transfert de chaleur car pas de ventilateur, donc température d'évaporation plus basse

- L'eau de la nappe phréatique

Température relativement stable et élevée (par rapport à l'air extérieur)

Renouvellement de la source, contrairement au sol

Nécessité de deux puits : un pour l'extraction et l'autre pour le rejet de l'eau, situé assez loin de l'extraction

Nécessité de tenir compte de la capacité de la nappe phréatique, de l'écoulement de l'eau et de la composition chimique de celle-ci

- Captage sur l'eau de la nappe phréatique

Avantages :

- température relativement élevée et stable

Inconvénients :

- infrastructure nécessaire et coûteuse selon la profondeur de la nappe (forage, filtration, etc.)
- taxes dues au prélèvement d'eau
- Consommation électrique de la pompe

Les différentes configurations possibles de pompe à chaleur

- Les différentes sources chaudes possibles sont :
  - l'air intérieur de l'habitation
  - le plancher de l'habitation
  - l'eau d'un boiler d'eau chaude sanitaire (ECS)

- Les sources les plus utilisées pour les habitations individuelles sont l'air intérieur, le plancher et l'eau d'un boiler

Les différentes configurations possibles de pompe à chaleur: chauffage par air pulsé

- L'air intérieur

L'air est une source « dynamique » : il y a renouvellement de l'air autour du capteur de chaleur.

Il s'agit toujours de condensation directe

Il s'agit toujours d'air pulsé donc nécessité d'un ventilateur

- Rejet de chaleur dans l'air intérieur

La distribution de chaleur se fait grâce à des gaines pulsant de l'air (+/- 35 °C)

Très grande importance de la réalisation du débit d'air et donc du gainage

▪Rejet de chaleur dans l'air intérieur

Avantages :

- installation aisée des gainages, pas de système lourd de distribution de chaleur
- possibilité de faire varier le débit d'air et donc la température de l'air
- possibilité facile de faire de la climatisation

Inconvénients :

- faible inertie de l'air intérieur, donc beaucoup de petits cycles de fonctionnement et fonctionnement non optimal
- consommation électrique du ventilateur (10% de la consommation de la PAC)

▪Le plancher

Le plancher est une source « statique » : il n'y a renouvellement du plancher autour de l'échangeur de chaleur.

Il y a une très grande inertie thermique du plancher (épaisseur du ciment)

Nécessité d'isoler le dessous du plancher

- Rejet de chaleur dans le plancher

Le rejet de chaleur peut se faire :

- par condensation directe
- par transfert de chaleur via un fluide caloporteur (eau)

La distribution de chaleur se fait dans le plancher à relativement basse température (30-35 °C)

- Rejet de chaleur dans le plancher

Avantages :

- possibilité de faire varier le débit d'eau (si fluide caloporteur) et donc de gérer la température du plancher
- possibilité de faire de la climatisation (si fluide caloporteur) grâce à des convecteurs à eau glacée
- grande inertie du plancher, donc utilisation la nuit pour stockage de chaleur (coût moindre)

Inconvénients :

- coût de réalisation des échangeurs dans le sol

Les différentes configurations possibles de pompe à chaleur: ECS

- Rejet de chaleur dans un boiler à eau chaude sanitaire (ECS)

La chaleur est rejetée à l'eau d'un boiler.

La température de condensation est élevée (50-65 °C) à cause de la haute température de l'eau chaude (45-60°C)

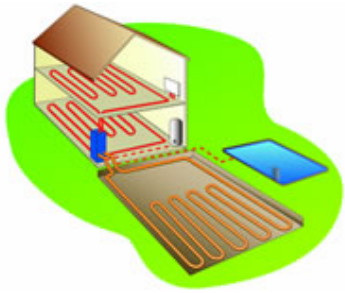
Les performances seront moins bonnes à cause de la haute température de condensation

Les différentes configurations possibles de pompe à chaleur

- Les pompes à chaleur (PAC) sont classés selon la source froide et la source chaude qu'elles utilisent, éventuellement en précisant le type d'échangeur de chaleur
- Exemples :

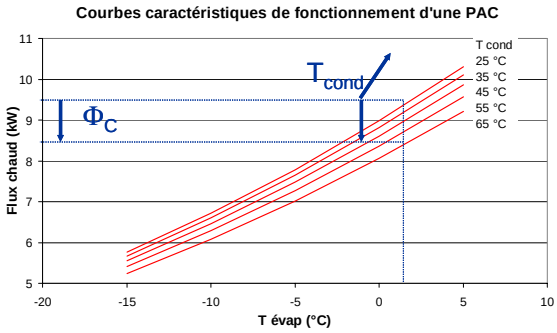
- PAC sol-sol
- PAC sol-eau
- PAC air pulsé-air
- PAC air pulsé-eau
- PAC air statique-eau
- PAC eau-eau
- PAC sol-ECS
- PAC air-ECS

PAC sol-sol



PAC sol-sol

- Pas de fluide caloporteur.
- Les performances sont donc données en fonction de la température d'évaporation et de condensation.
- Un modèle de PAC sol-sol est caractérisé par son compresseur et son détendeur; il faut donc correctement dimensionner le système de distribution de chaleur et le système de prélèvement de chaleur: ce dimensionnement est conseillé dans les notices techniques.

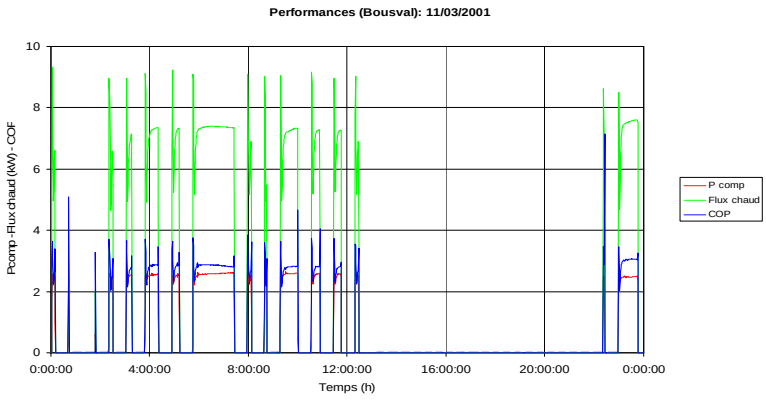


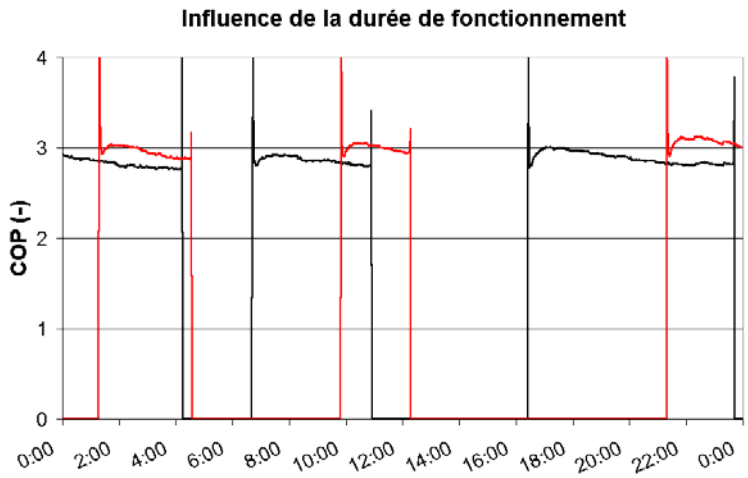
- Le dimensionnement se fait suivant la règle suivante :

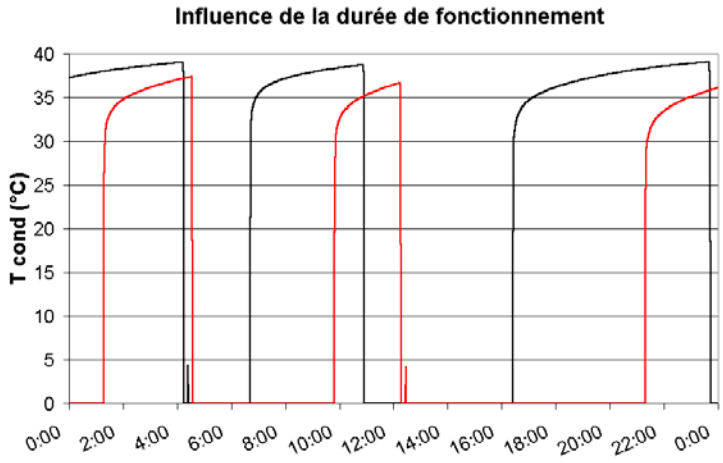
Φ_C (T_{EVAP} = -7°C, T_{COND} = 35°C) = 0.8 à 1 x Besoins (T_{EXT} = -10°C)

- Prévoir éventuellement des appoints dans les différentes pièces

- Surdimensionnement de la machine, cycles courts, mauvais COP

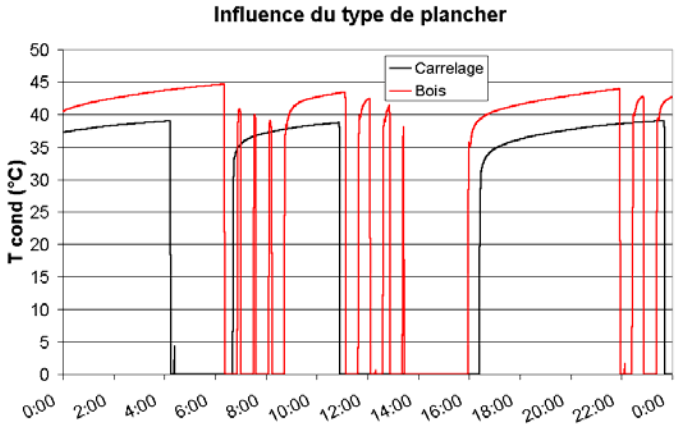



Influence de la durée de fonctionnement
COP (-)
0
1
2
3
4
0:00
2:00
4:00
6:00
8:00
10:00
12:00
14:00
16:00
18:00
20:00
22:00
0:00


Influence de la durée de fonctionnement
T cond (°C)
0
5
10
15
20
25
30
35
40
0:00
2:00
4:00
6:00
8:00
10:00
12:00
14:00
16:00
18:00
20:00
22:00
0:00

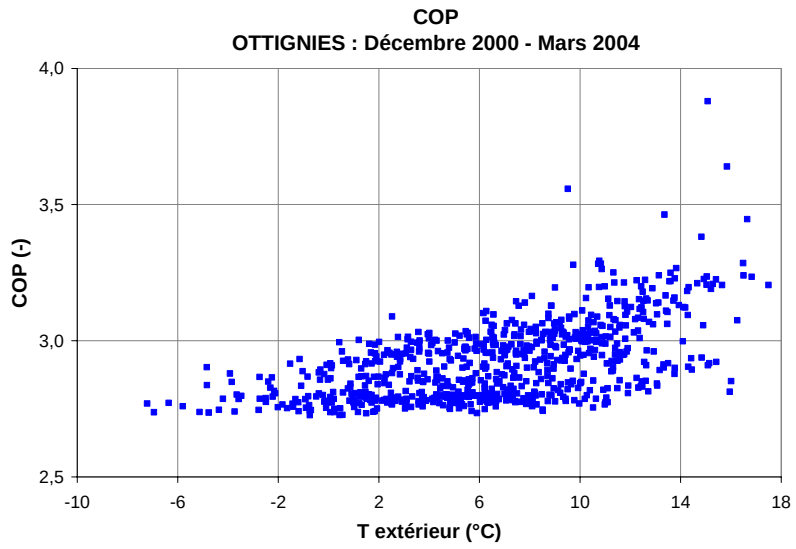
- Dimensionnement du système de captation:
  - 80 cm de profondeur
  - Pas entre les tubes de 50 cm minimum
  - Prélèvement: 15 W/m de tubes $\Phi_F = \Phi_C - P$ (par -7°C/+35°C)
  - Tubes en cuivre de qualité frigorifique avec protection en polypropylène
- Dimensionnement du système de distribution:
  - Φ_C (par -7°C:+35°C) et déperditions pièce par pièce
  - On considère une émission de 15 W/m et un flux max de 90W/m^2: détermination de la longueur des tubes, vérification de la possibilité de travailler avec un plancher chauffant (attention aux petites pièces !)

- Importance du revêtement de sol



Résultats d'une campagne de mesure réalisée sur une installation située à Bousval dans une maison unifamiliale

- COP annuel moyen mesuré pour l'installation de chauffage: **2,77.**
- Surface au sol : 120 m² (avec plafond à 6 m)
- Flux de déperdition max: **9,6 kW** (partie chauffée par la pompe à chaleur)
- Puissance thermique de la pompe à chaleur (-7°C/+35°C) = **9,5 kW**
- Consommation électrique de l'installation de chauffage (PAC + appoints électriques): **6 900 kWh/an**
- La pompe a fonctionné **35%** du temps pendant la période du tarif de jour
- Les appoints électriques interviennent pour **3.6%** de la consommation totale de l'installation de chauffage
- 3 tonnes de CO2
- **11 000 €**
- Facture d'électricité (en bi-horaire): **836 € / an**



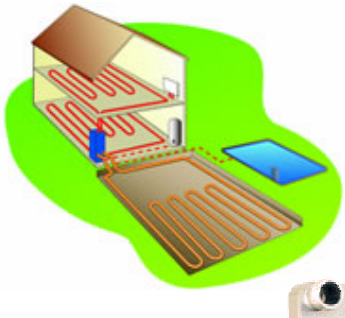
PAC sol-sol

- Performances stables
- Faciles à dimensionner
- COP attendus: de l'ordre de 3 voire plus
- Pas d'auxiliaire
- Stockage d'énergie – tarif bi-horaire
- Peu d'appoint qq% de la consommation électrique
- Maîtrise de $T_{évap}$ et T_{cond}
- Quantité de fluide importante (HFC fluides à effet de serre)
- Manque de degrés de liberté pour la régulation

PAC sol-sol: conditions de tests, détermination du COP annuel moyen

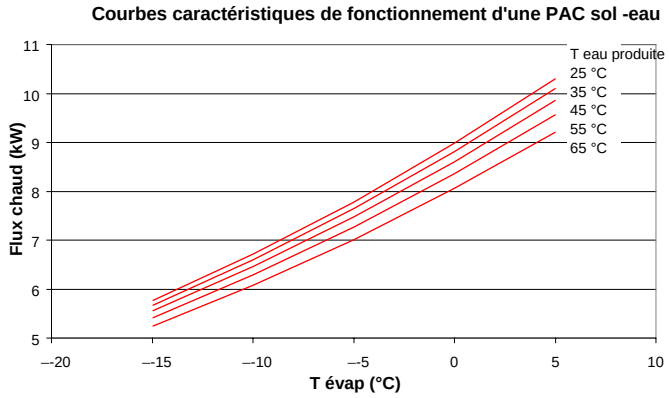
- Conditions de test non prévues dans la EN255
- Calcul du COP moyen annuel à partir du COP dans les conditions de test normalisées: non prévu dans la PEB

PAC sol-eau



PAC sol-eau

- Pas de fluide caloporteur côté froid.
- Les performances sont donc données en fonction de la température d'évaporation et de la température de sortie de l'eau au condenseur.
- Un modèle de PAC sol-eau est caractérisé par son compresseur, son détendeur et son condenseur; il faut donc correctement dimensionner le système de distribution de chaleur et le système de prélèvement de chaleur (conseil de dimensionnement dans les notices techniques)



- Le flux chaud et la puissance électrique sont donnés en fonction de $T_{évap}$ et $T_{eau\ produite}$ en toute rigueur pour un débit donné au condenseur (ou un ΔT du fluide caloporteur au condenseur)

- Le dimensionnement se fait suivant la règle suivante :

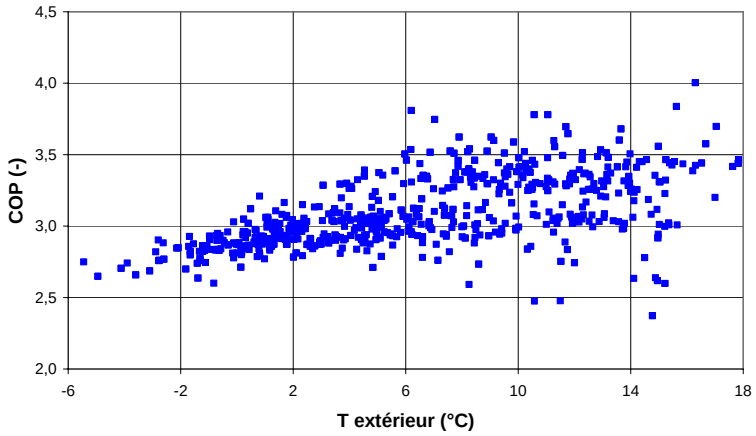
Φ_C (T_{EVAP} = -7°C, $T_{DEPART\ PLANCHER}$ = 35°C) = 0.8 à 1 x Besoins (T_{EXT} = -10°C)

Les courbes sont valables uniquement pour un débit d'eau donné (calculé la plupart du temps pour avoir une variation de la température de l'eau dans l'échangeur de 5°C max dans les conditions de référence (débit plus important OK mais attention aux pertes de charge, choix du circulateur).

PAC sol-eau

- Dimensionnement du système de captation:
  - Idem PAC sol-sol
- Dimensionnement du système de distribution:
  - Φ_C (par -7°C:+35°C) et déperditions pièce par pièce. On considère une émission de 10 W/m et un flux max de 90W/m^2: détermination de la longueur des tubes, vérification de la possibilité de travailler un plancher chauffant (attention aux petites pièces !)
  - Si système de distribution de chaleur non adapté au 35°C, prendre les données relatives à une autre température d'eau produite.
  - Si débit de fluide secondaire réel différent de celui pris pour l'établissement des données, adapter les données (facteur correctif)
- Appoint éventuellement en aval du condenseur

PAC sol-eau



PAC sol-eau: conditions de tests, détermination du COP annuel moyen

- Conditions de test non prévues dans la EN255
- Calcul du COP saisonnier non prévu dans la PEB
- Conditions -7°C/35°C semblent réalistes comme COP de base pour la méthode PEB: il faut tenir compte du fait que le débit d'eau réel n'est peut être pas celui de l'essai de base (facteur correctif) et que la température de l'eau produite n'est pas nécessairement de 35°C.
- Consommation du circulateur

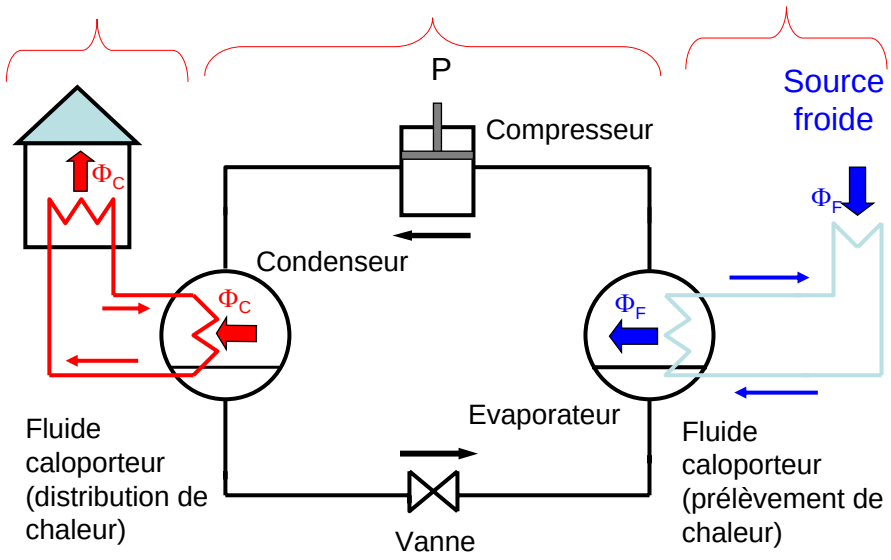
$$SPF=f_{\theta}\, f_{\Delta\theta}\, f_{pump} COP$$

- $f_{\theta}, f_{\Delta\theta}, f_{pump}$ calculables ou donnés par le fabricant.

PAC sol-eau

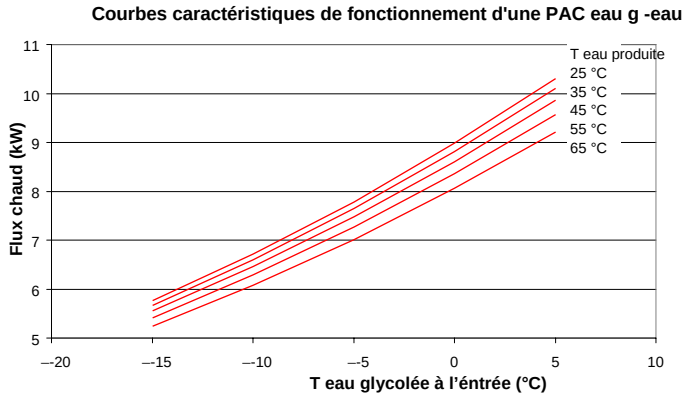
- Performances stables
- Faciles à dimensionner
- COP attendus: de l'ordre de 3 (comparable aux PAC sol-sol) voire plus
- Consommation du circulateur
- Faible consommation des appoints
- Maîtrise de $T_{évap}$ et $T_{eau\ produite}$
- Quantité de fluide moins importante que pour les PAC sol-sol (HFC fluides à effet de serre)
- Possibilité de réguler sur la température de retour plancher

PAC sol (eau glycolée)-eau



PAC sol (eau glycolée)-eau

- Fluides caloporteurs des deux côtés
- Les performances sont donc données en fonction de la température de l'eau glycolée entrant dans l'évaporateur et de la température de l'eau produite au condenseur en toute rigueur pour des débits donnés à l'évaporateur et au condenseur.
- Un modèle de PAC sol (eau glycolée) – eau est caractérisé par son compresseur, son détendeur, son condenseur et son évaporateur (système de prélèvement de chaleur et système de distribution de chaleur à dimensionner correctement)



- Le flux chaud et la puissance électrique sont donnés en fonction de $T_{eau\ glycolée}$ et $T_{eau\ produite}$ en toute rigueur pour des débits donnés.

- Le dimensionnement se fait suivant la règle suivante :

Φ_C ($T_{EAU\ GLYCOLEE}$ = -7°C, $T_{DEPART\ PLANCHER}$ = 35°C) = 0.8 à 1 x Besoins (T_{EXT} = -10°C) en horizontal

Φ_C ($T_{EAU\ GLYCOLEE}$ = 0°C, $T_{DEPART\ PLANCHER}$ = 35°C) = 0.8 à 1 x Besoins (TEXT = -10°C) en vertical

Les courbes sont valables uniquement pour des débits donnés (corrections éventuelles). Adapter éventuellement la température d'eau produite au système de distribution de chaleur

Dimensionnement des systèmes de prélèvement et de distribution de chaleur: idem sol-eau sauf:

10 W/m de prélèvement dans le sol en captage horizontal

30 à 50 W/m en vertical

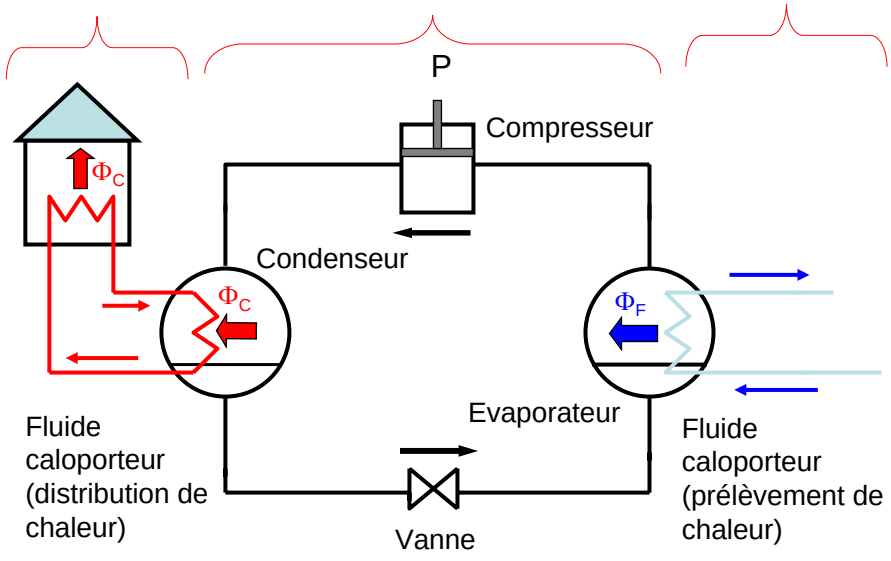
PAC sol (eau glycolée)-eau: conditions de tests, détermination du COP annuel moyen

- Conditions prévues dans la EN255: eau glycolée entrant à l'évaporateur: 0°C (-3°C en sortie évaporateur), eau produite à 35°C au condenseur (30°C à l'entrée du condenseur.
- Calcul du COP saisonnier prévu dans la PEB

$$SPF=f_{\theta}\, f_{\Delta\theta}\, f_{pump} COP$$

- $f_{\theta}, f_{\Delta\theta}, f_{pump}$ calculables ou donnés par le fabricant.

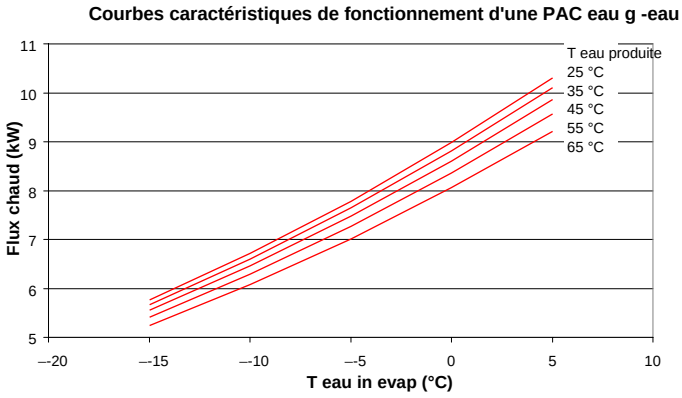
PAC eau-eau



PAC eau-eau

- Fluides caloporteurs des deux côtés mais le fluide caloporteur est aussi directement la souce du côté froid.
- Les performances sont donc données en fonction de la température de l'eau entrant dans l'évaporateur et de la température de l'eau produite au condenseur; en toute rigueur pour des débits donnés à l'évaporateur et au condenseur.
- Un modèle de PAC sol eau – eau est caractérisé par son compresseur, son détendeur, son condenseur et son évaporateur (système de distribution de chaleur à dimensionner correctement, assurer un débit correct d'eau à l'évaporateur)

PAC sol (eau glycolée)-eau



- Le flux chaud et la puissance électrique sont donnés en fonction de $T_{eau\ in\ évap}$ et $T_{eau\ produite}$ en toute rigueur pour des débits donnés.

PAC sol (eau glycolée) -eau

- Le dimensionnement se fait suivant la règle suivante :

Φ_C (T_{EAU} = 10°C, $T_{DEPART\ PLANCHER}$ = 35°C) = 0.8 à 1 x Besoins (T_{EXT} = -10°C).

Les courbes sont valables uniquement pour des débits donnés (corrections éventuelles). Adapter éventuellement la température d'eau produite au système de distribution de chaleur.

PAC sol (eau glycolée)-eau: conditions de tests, détermination du COP annuel moyen

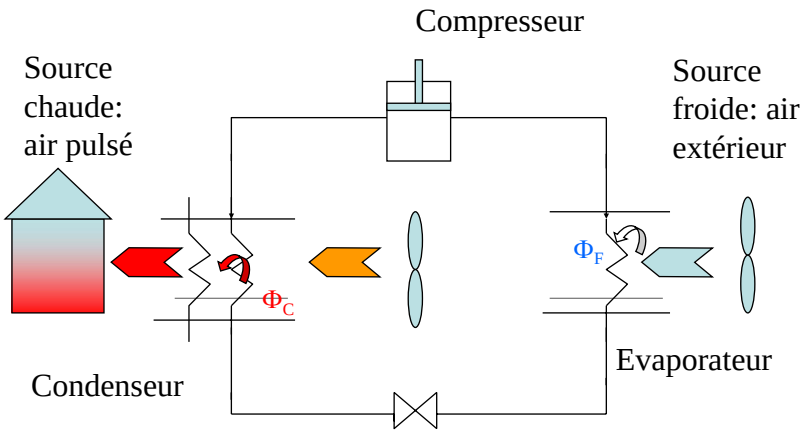
- Conditions prévues dans la EN255: eau entrant à l'évaporateur: 10°C, eau produite à 35°C au condenseur (30°C à l'entrée du condenseur).
- Calcul du COP saisonnier prévu dans la PEB

$$SPF = f_\theta\ f_{\Delta\theta}\ f_{pump} COP$$

- $f_\theta, f_{\Delta\theta}, f_{pump}$ calculables ou donnés par le fabricant.

Unité extérieure:
évaporateur,
compresseur,
détendeur, ventilateur

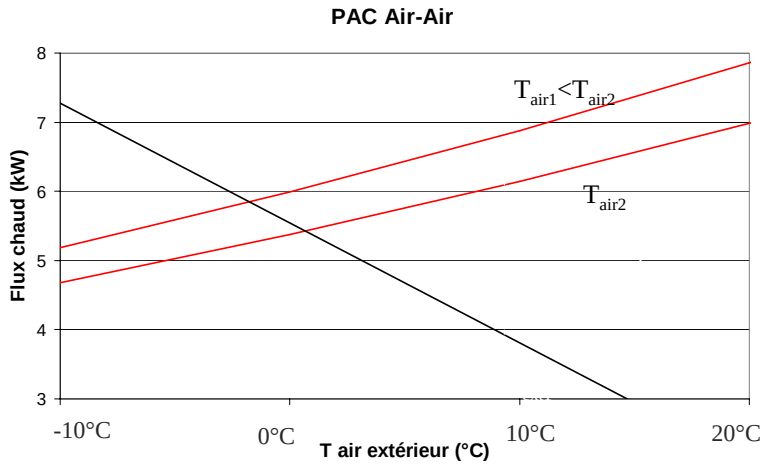
Unité intérieure:
condenseur,
ventilateur, appoint



PAC air pulsé-air

- Fluides caloporteurs des deux côtés mais qui sont en fait les sources.
- Les performances sont donc données en fonction de la température d'air extérieur et de la température de l'air repris au condenseur en toute rigueur pour des débits d'air donnés à l'évaporateur et au condenseur.
- Un modèle de PAC air pulsé-air est caractérisé par son compresseur, son détendeur, son condenseur et son évaporateur (système de prélèvement de chaleur intégré à la pompe à chaleur)

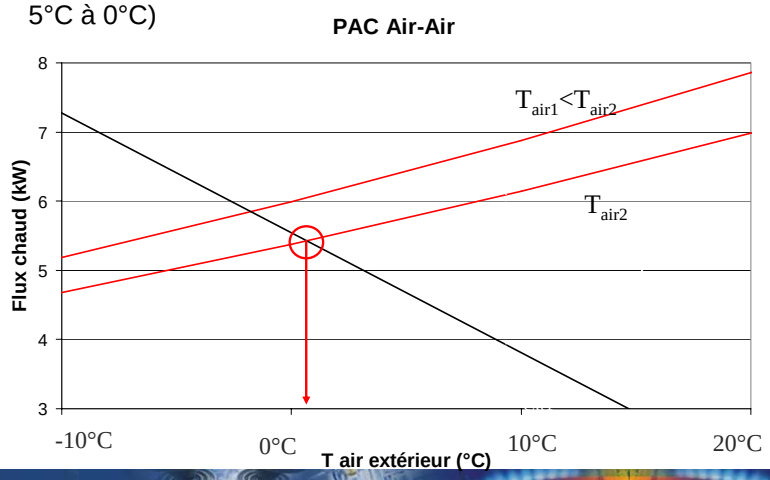
PAC air pulsé-air



Courbes valables pour des débits d'air donnés

- Le dimensionnement se fait suivant la règle suivante :

Φ_C ($T_{AIR\ INT}$ = 20 °C, T_{EXT} = -5°C à 0°C) = Flux de déperdition (T_{EXT} = -5°C à 0°C)

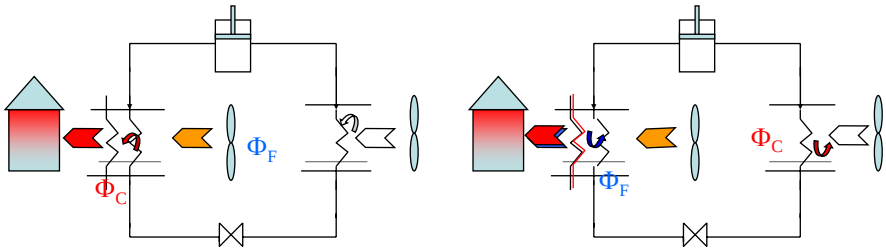


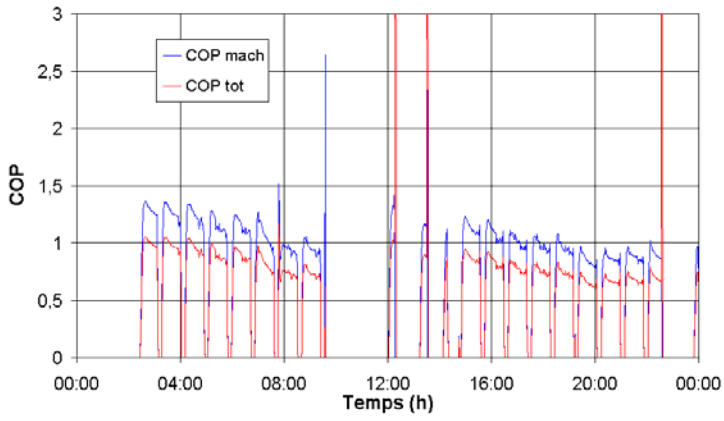
- Nécessité d'un appoint en aval du condenseur
- Conception du gainage-calcul des pertes de charge
- Courbes caractéristiques du ventilateur intérieur (débit en fonction des pertes de charge pour trois vitesses de ventilateur)
- L'unité intérieure et le gainage permettent-ils de véhiculer le débit calculé correspondant aux valeurs prises pour le dimensionnement (débit relatif aux courbes caractéristiques) ?
- Sinon, adapter le gainage ou corriger les données « constructeur »

- Dimensionnement du système de distribution:
  - Isolation du gainage K<0.5 W/(m^2 K) si T<10°C
  - Vitesse max=5m/s en sortie 3.5 m/s à l'entrée
  - Vitesse max au niveau des grilles: 1,5 m/s au sol; 3 m/s en plafond; 2,5 m/s à la reprise; 2 m/s grilles de transfert
  - Filtre lavable à la reprise
  - Equilibrage
  - Grille de transfert
  - Coude à l'entrée et à la sortie du groupe de pulsion (transmission bruit ventilateur)
  - Joints élastiques (transmission vibrations)

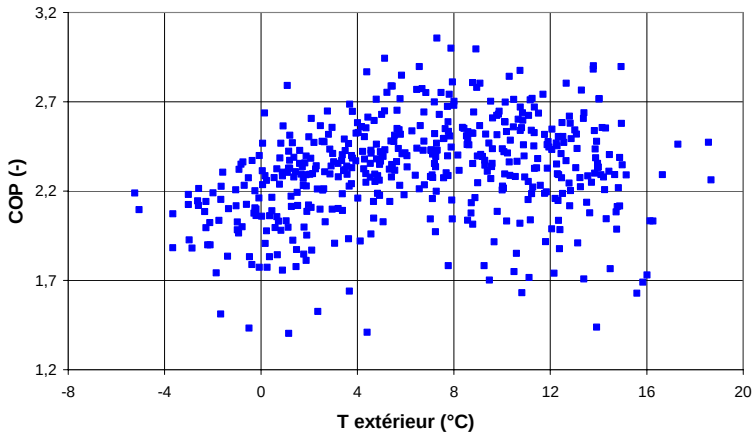
- Unité extérieure:
  - hauteur minimale de 15 cm par rapport au sol
  - niveau de bruit acceptable 45dB à 10m et à 1m50 de hauteur
- Résistance d'appoint:
  - en aval du condenseur
  - P>0,75 $P_{thermique\ PAC}$

- Dégivrage vers 7°C de Text – inversion du cycle





PAC air pulsé-air



PAC air pulsé-air

- Performances peu stables: difficulté de dimensionner
- Point d'équilibre entre 0 et -5°C, pas d'inertie, appoint nécessaire
- Formation de givre, nécessité du dégivrage; appoint nécessaire
- Appoint 10% de la consommation électrique
- Auxiliaires fortement consommateurs (800 W)
- COP attendu: 2.4
- Pas de stockage possible
- Peu coûteuse
- Conditionnement d'air
- Intéressant si personnes peu présentes

PAC air pulsé-air: conditions de tests, détermination du COP annuel moyen

- Conditions de test prévues dans la EN255: Air extérieur 7°C (6°C de Th) – Air repris au condenseur à 20°C
- Les débits ne sont pas fixés mais doivent être précisés
- Il existe d'autres conditions de test dans la norme.

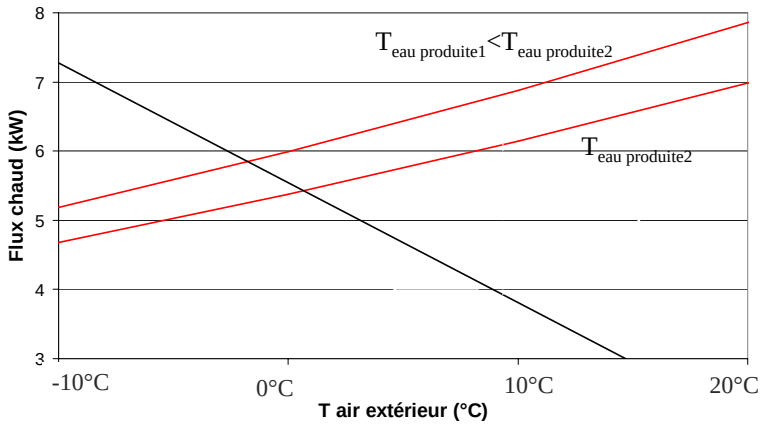
SPF=COP

PAC air pulsé-eau

PAC air pulsé-eau

- Fluides caloporteurs des deux côtés (du côté froid, il s'agit de la source)
- Les performances sont donc données en fonction de la température d'air extérieur et de l'eau produite pour des débits d'air et d'eau donnés.
- Un modèle de PAC air pulsé-eau est caractérisé par son compresseur, son détendeur, son condenseur et son évaporateur (système de prélèvement de chaleur intégré à la pompe à chaleur, système de distribution de chaleur à dimensionner correctement)

PAC air pulsé-eau

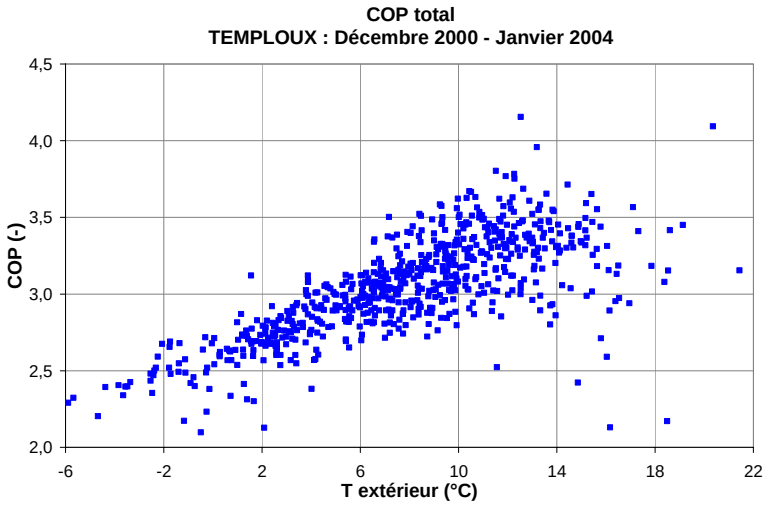


Courbes valables pour des débits donnés d'air et d'eau

- Le dimensionnement se fait suivant la règle suivante :

Φ_C ($T_{eau\ produite}$ = 35 °C, T_{EXT} = -5°C à 0°C) = Besoins (T_{EXT} = -5°C à 0°C)

- Se référer à la PAC sol-eau pour les remarques concernant le système de distribution de chaleur
- Se référer à la PAC air pulsé-air pour les remarques concernant le système de prélèvement de chaleur
- Appoint en aval du condenseur: pas nécessaire en dégivrage



PAC air pulsé-eau

Bilan	Année 1	Année 2	Année 3	
Consommation PAC	9193	7442	7262	kWh
Chaleur totale	25699	22106	21542	kWh
COP (PAC)	2,8	2,97	2,97	
Consommation appoints	0	27	0	kWh
Fonctionnement de nuit	75	75	75	%
Fonctionnement de nuit appoints	75	75	75	%
Taux de fonctionnement				%
Coût de chauffage annuel (PAC)	1038	841	820	Eur
Coût de chauffage si gaz naturel	1428	1228	1197	Eur
Coût de chauffage si mazout	1537	1322	1288	Eur
Coût de chauffage si électricité	2907	2497	2436	Eur
Coût appoints	0	3	0	Eur

- Coûts basés sur

- 0.18 Eur/kWh (jour) et 0.09 Eur/kWh (nuit)
- 0.05 Eur/kWh thermique (Gaz naturel) et rendement de chaudière = 0.9
- 0.5 Eur/l (Mazout

PAC air pulsé-eau

- Performances peu stables: difficulté de dimensionner
- Point d'équilibre entre 0 et -5°C, appoint potentiellement nécessaire
- Formation de givre, nécessité du dégivrage; appoint pas nécessaire pendant le dégivrage
- Appoint qq% de la consommation électrique
- Auxiliaires (400 W pour le ventilateur, 80 W pour le circulateur)
- Inertie : tarif bi-horaire
- COP attendu: 3 voire plus
- Relativement peu coûteuse
- Rafraichissement par le sol

PAC air pulsé-eau: conditions de tests, détermination du COP annuel moyen

- Conditions de test prévues dans la EN255: Air extérieur 7°C (6°C de Th) – eau produite à 35 °C (si plancher chauffant)
- Les débits ne sont pas fixés mais doivent être précisés; pour l'eau, en fait, le ΔT est de 5°C
- Il existe d'autres conditions de test dans la norme.

$$SPF=f_{\theta}\, f_{\Delta\theta}\, f_{pump} COP$$

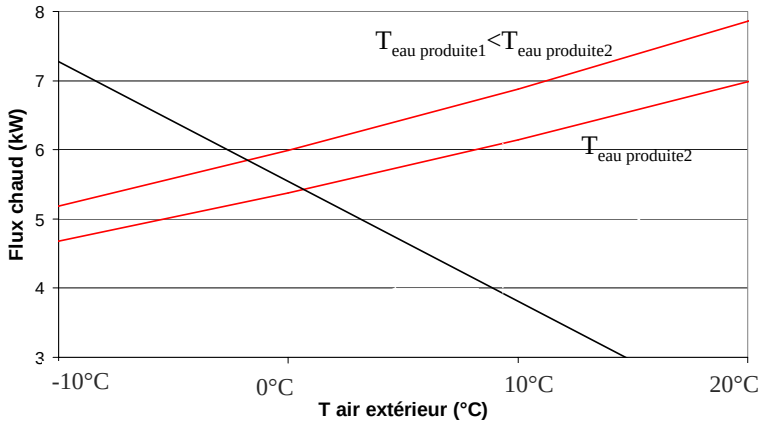
PAC air statique-eau

PAC air statique-eau

- Si fluide secondaire côté froid (eau glycolée), fluides caloporteurs des deux côtés.
- Les performances sont donc données en fonction de la température de l'eau glycolée à l'entrée de l'évaporateur et de l'eau produite au condenseur pour des débits donnés.
- Un modèle de PAC air statique-eau est caractérisé par son compresseur, son détendeur, son condenseur et son évaporateur (système de prélèvement de chaleur à dimensionner correctement, système de distribution de chaleur à dimensionner correctement)

PAC air statique-eau

- Si l'échangeur atmosphérique est l'évaporateur, fluide caloporteur uniquement côté chaud.
- Les performances sont donc données en fonction de la température de l'air extérieur et de l'eau produite au condenseur pour un débit donné.
- Un modèle de PAC air statique-eau est caractérisé par son compresseur, son détendeur, son condenseur et son évaporateur (système de prélèvement de chaleur à dimensionner correctement mais a priori inclus dans la PAC, système de distribution de chaleur à dimensionner correctement)

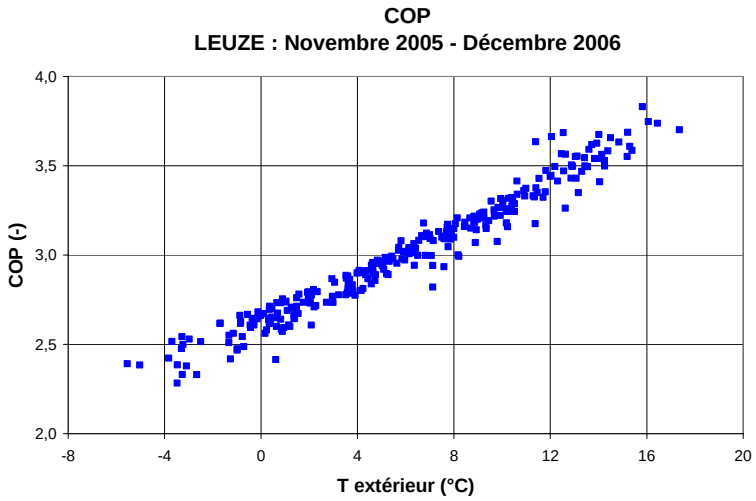


Courbes valables pour un débit d'eau donné

- Le dimensionnement se fait suivant la règle suivante :

Φ_C ($T_{AIR\ EXT}$ = -5°C à 0°C, $T_{EAU\ PRODUITE}$ = 35°C) = Besoins (T_{EXT} = -5°C à 0°C)

- Se référer à la PAC sol-eau pour les remarques concernant le système de distribution de chaleur
- Dimensionnement de l'échangeur atmosphérique (ΔT maximum de 15°C entre l'air et le fluide qui s'évapore)
- Echangeur atmosphérique = échangeur eau glycolée ou évaporateur



PAC air statique-eau

Bilan		
Consommation PAC	2852	kWh
Chaleur totale	8120	kWh
COP (PAC)	2,85	
Consommation appoints	0	kWh
Fonctionnement de nuit	54	%
Fonctionnement de nuit appoints	0	%
Taux de fonctionnement	18	%
Coût de chauffage annuel (PAC)	375	Eur
Coût de chauffage si gaz naturel	451	Eur
Coût de chauffage si mazout	486	Eur
Coût de chauffage si électricité	1068	Eur
Coût appoints	0	Eur

- Coûts basés sur
- 0.18 Eur/kWh (jour) et 0.09 Eur/kWh (nuit)
- 0.05 Eur/kWh thermique (Gaz naturel) et rendement de chaudière = 0.9
- 0.5 Eur/l (Mazout

PAC air statique-eau

- Performances variables: difficulté de dimensionner
- Point d'équilibre entre 0 et -5°C, appoint potentiellement nécessaire
- Faibles températures d'évaporation
- Formation de givre mais pas nécessaire de dégivrer
- Appoint qq% de la consommation électrique
- Faible consommation de l'auxiliaire (80 W pour le circulateur)
- Inertie : tarif bi-horaire
- COP attendu: 3 voire plus

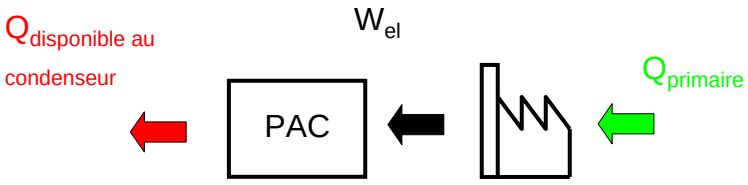
PEB et SFP

La méthode PEB nécessite l'introduction d'un rendement de génération de chaleur (production de chaleur) : lien entre l'énergie brute disponible au sortir du système de génération de chaleur et l'énergie finale (nécessaire pour alimenter le système de génération de chaleur) :

Dans le cas d'une pompe à chaleur:

η_{gen} = SPF (Seasonal performance factor)

SPF = « COP annuel moyen »

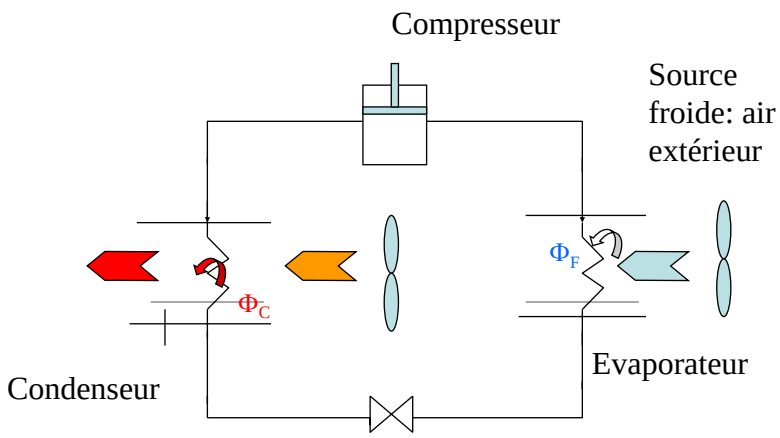


$$Q_{primaire} = W_{el}\ f_p = \frac{Q_{disponible\ \ condenseur}}{SPF} f_p$$

$$SPF = xCOP_{test}$$

COP_{test} : COP déterminé dans des conditions de référence (standard rating conditions) suivant la norme EN14511-2.

x : produit d'un ensemble de facteurs tenant compte des « différences » entre les conditions de fonctionnement réelles et les conditions de test.



Les performances d'une pompe à chaleur air-air sont fixées par :

- la valeur de la température de l'air repris au condenseur
- la valeur de la température de l'air extérieur
- le taux d'humidité
- la valeur du débit d'air au condenseur
- la valeur du débit d'air extérieur

Les conditions de test de la norme EN14511 :

- $T_{ext\ sèche}$ = 7°C
- $T_{ext\ humide}$ = 6°C
- $T_{int\ sèche}$ = 20°C
- $T_{int\ humide\ max}$ = 15°C

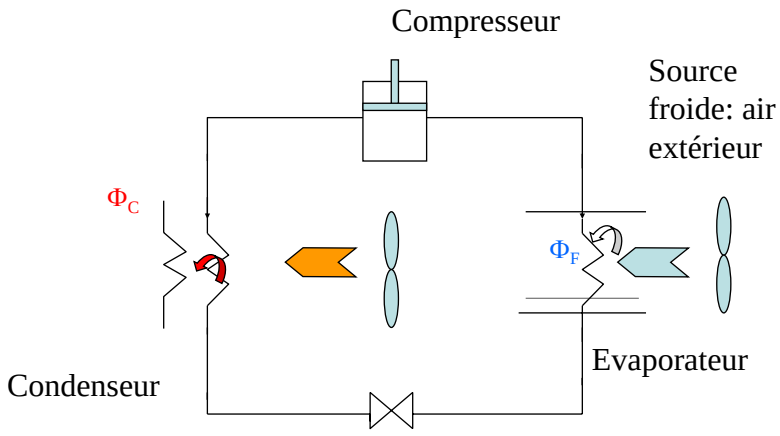
Les autres conditions ne sont pas imposées.

On considère que la valeur de la température de l'air extérieur considérée dans la norme constitue la « valeur moyenne de la température extérieure pendant le fonctionnement de la PAC » (Faux).

On considère que le débit d'air extérieur réel correspond à la valeur considérée par le fabricant dans son test (OK).

On considère que la valeur réelle de la température de reprise d'air est celle considérée dans la norme (OK).

Bien que ni la norme, ni la PEB n'y fassent allusion, Il faut adapter le COP au vrai débit d'air passant dans le condenseur (facteur correctif fourni par le fabricant).



Les performances d'une pompe à chaleur air-eau sont fixées par :

- la valeur de la température de l'eau en sortie du condenseur
- la valeur de la température de l'air extérieur
- le taux d'humidité
- la valeur du débit d'eau au condenseur
- la valeur du débit d'air extérieur

Les conditions de test de la norme EN14511 :

- $T_{ext\ sèche}$ = 7°C
- $T_{ext\ humide}$ = 6°C
- $T_{eau\ sortie\ condenseur}$ = 35°C (plancher chauffant)
- $T_{eau\ entrée\ condenseur}$= 30°C (plancher chauffant)

Les autres conditions ne sont pas imposées.

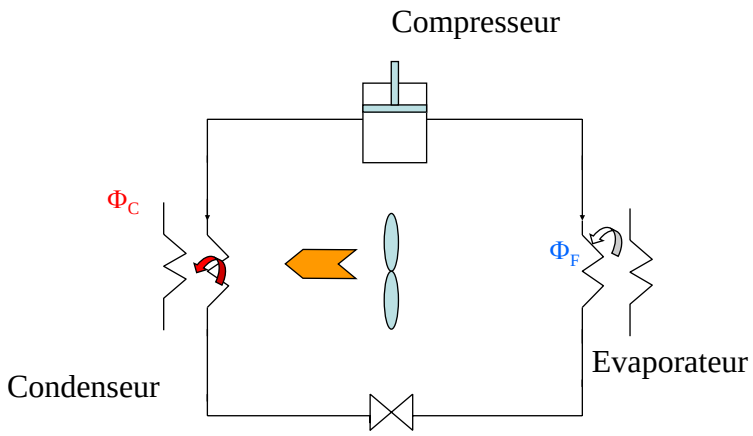
On considère que la valeur de la température de l'air extérieur considérée dans la norme constitue la « valeur moyenne de la température extérieure pendant le fonctionnement de la PAC » (Faux).

On considère que le débit d'air extérieur réel correspond à la valeur considérée dans la norme (OK).

On considère que la valeur de la température réelle de l'eau en sortie du condenseur (température de design) peut être différente de celle considérée dans la norme : f_θ

On considère que la valeur réelle du débit d'eau au condenseur peut être différente de celle considérée dans la norme : $f_{\Delta\theta}$

$$x=f_\theta\ f_{\Delta\theta}$$



Les performances d'une pompe à chaleur sol (eau g)-eau sont fixées par :

- la valeur de la température de l'eau en sortie du condenseur
- la valeur de la température de l'eau glycolée à l'entrée de l'évaporateur
- la valeur du débit d'eau au condenseur
- la valeur du débit d'eau glycolée à l'évaporateur

Les conditions de test de la norme EN14511 :

- $T_{\text{eau glycolée entrée évapo}}$ = 0°C
- $T_{\text{eau glycolée sortie évapo}}$ = -3°C
- $T_{\text{eau sortie condenseur}}$ = 35°C (plancher chauffant)
- $T_{\text{eau entrée condenseur}}$= 30°C (plancher chauffant)

On considère que la valeur de la température de l'eau glycolée considérée dans la norme constitue la « valeur moyenne de la température de l'eau glycolée pendant le fonctionnement de la PAC » (Faux)

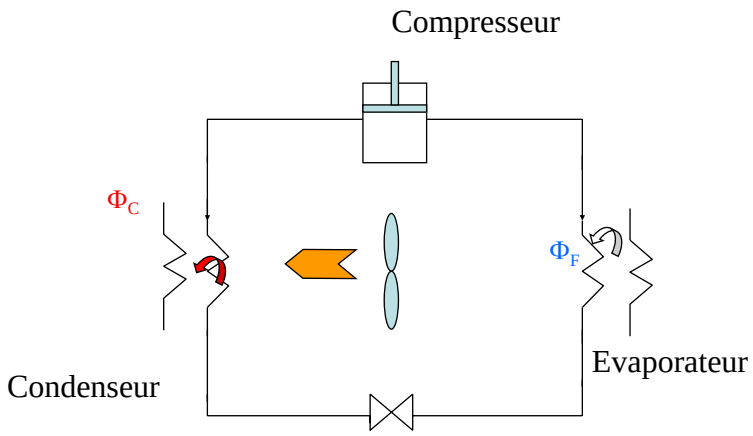
On considère que la valeur du débit d'eau gycolée réel correspond à la valeur considérée dans la norme. Le fabricant peut toutefois fournir l'information nécessaire pour tenir compte d'une différence.

On considère que la valeur de la température réelle de l'eau en sortie du condenseur (température de design) peut être différente de celle considérée dans la norme : f_{θ}

On considère que la valeur réelle du débit d'eau au condenseur peut être différente de celle considérée dans la norme : $f_{\Delta\theta}$

On intègre un facteur correctif qui tient compte de la puissance du circulateur (eau glycolée côté évaporateur) : f_{pump}

$$x=f_{\theta}\ f_{\Delta\theta}f_{pump}$$



Exactement le même principe que pour la PAC précédente mais conditions de test un peu différentes.

Les conditions de test de la norme EN14511 :

- $T_{\text{eau entrée évapo}}$ = 10°C
- $T_{\text{eau glycolée sortie évapo}}$ = 7°C
- $T_{\text{eau sortie condenseur}}$ = 35°C (plancher chauffant)
- $T_{\text{eau entrée condenseur}}$= 30°C (plancher chauffant)

On considère que la valeur de la température de l'eau considérée dans la norme constitue la « valeur moyenne de la température de l'eau pendant le fonctionnement de la PAC » (OK)

On considère que la valeur du débit d'eau réel correspond à la valeur considérée dans la norme. Le fabricant peut toutefois fournir l'information nécessaire pour tenir compte d'une différence.

On considère que la valeur de la température réelle de l'eau en sortie du condenseur (température de design) peut être différente de celle considérée dans la norme : f_{θ}

On considère que la valeur réelle du débit d'eau au condenseur peut être différente de celle considérée dans la norme : $f_{\Delta\theta}$

On intègre un facteur correctif qui tient compte de la puissance du circulateur (eau côté évaporateur) : f_{pump}

$$x=f_{\theta}\ f_{\Delta\theta}f_{pump}$$

PEB et SFP: air statique - eau

Ce type de PAC n'est pas explicitement prévu dans la norme. Il y a dès lors une certaine difficulté d'obtenir des COP_{test} bien que l'on puisse imaginer considérer les mêmes conditions de test que pour une air-eau et donc la même procédure de détermination du SPF.

Des conditions de test sont en préparation par la RW.

Dans le cas où il y a un fluide secondaire côté évaporateur, ce type de PAC pourrait être traitée comme une eau g-eau (cas prévu par la norme) mais dans ce cas, les conditions de test ne sont vraiment pas représentatives des conditions moyennes.

PEB et SFP: sol -sol

Ce type de PAC n'est pas explicitement prévu dans la norme. Il y a dès lors une certaine difficulté d'obtenir des $COP_{test.}$

Des conditions de test sont en préparation par la RW.

La méthode PEB ne permet cependant pas de mettre en évidence les facteurs correctifs éventuels à prendre en considération. Si le chauffage se fait via l'eau, on retrouvera les mêmes termes correctifs. Pour les PAC sol-sol, on peut sans doute considérer que x=1, ce qui sous-entend que les conditions de test représentent bien les conditions moyennes.

- La Pompe à Chaleur: Déterminer, installer, Entretenir
  - J. Bernier
  - Edition Pyc – 2004
- Utilisation de la chaleur du sol par des ouvrages de fondation et de soutènement en béton
  - Société suisse des Ingénieurs et Architectes
- EN 14511, 15450,
- http://www.heatpumpcentre.org/
- http://www.afpac.org/
- http://www.pac.ch/
- http://energie.wallonie.be/