

## Glissement de la température et impact sur la déclaration de performances

### Champ d'application et objectif

Suite au règlement UE 517/2014 (gaz fluorés), les futurs fluides frigorigènes synthétiques présentant un faible potentiel de réchauffement global seront en grande partie constitués de mélanges zéotropes avec glissement de température important (pour certains supérieurs à 6 K). La température de ces fluides frigorigènes varie au cours des processus d'évaporation et de condensation à pression constante. De nombreux travaux publiés comparent les performances des divers fluides frigorigènes en se référant à la température au point moyen alors qu'aucune corrélation évidente ne peut être clairement établie entre point moyen et pression. L'objectif de ce guide est de donner une vue d'ensemble sur la relation entre température moyenne et de rosée des mélanges zéotropes, de souligner la différence de performance et de donner une recommandation sur la conversion de la performance du compresseur, réglementée par les normes existantes, en performance de température moyenne. Toute incompréhension ou interprétation erronée du résultat est ainsi évitée.

### 1. Classification des mélanges de fluides frigorigènes

Les mélanges de fluides frigorigènes associent à minima deux fluides (binaires) frigorigènes purs. Les mélanges de fluides frigorigènes peuvent être classifiés en :

1. mélanges ff azéotropes,
2. mélanges ff quasi-azéotropes,
3. mélanges ff non azéotropes, également connus sous le nom de mélanges zéotropes.

Les mélanges quasi-azéotropes connaissent une faible variation de température lors du changement d'état, ainsi qu'une légère variance de leur composition au cours de leurs phases liquides et gazeuses au point d'équilibre. Les ff R-404A et R-410A, très souvent utilisés, appartiennent à cette classe.

#### a) Mélanges azéotropes

Les mélanges (ff) azéotropes sont classiquement des mélanges binaires présentant un comportement analogue à celui des fluides purs : à pression constante, ils se condensent et s'évaporent à une température constante et la composition du mélange à l'état liquide et gazeux est considérée comme identique. Au cours d'un cycle de réfrigération, tel que celui représenté dans le diagramme enthalpique P-h de la figure 1, le compresseur comprime le gas de la pression d'évaporation à la

pression de condensation. L'évaporation et la condensation se font à pression constante au cours du processus de changement d'état. Une seule température définit ainsi la pression d'évaporation ou de condensation.

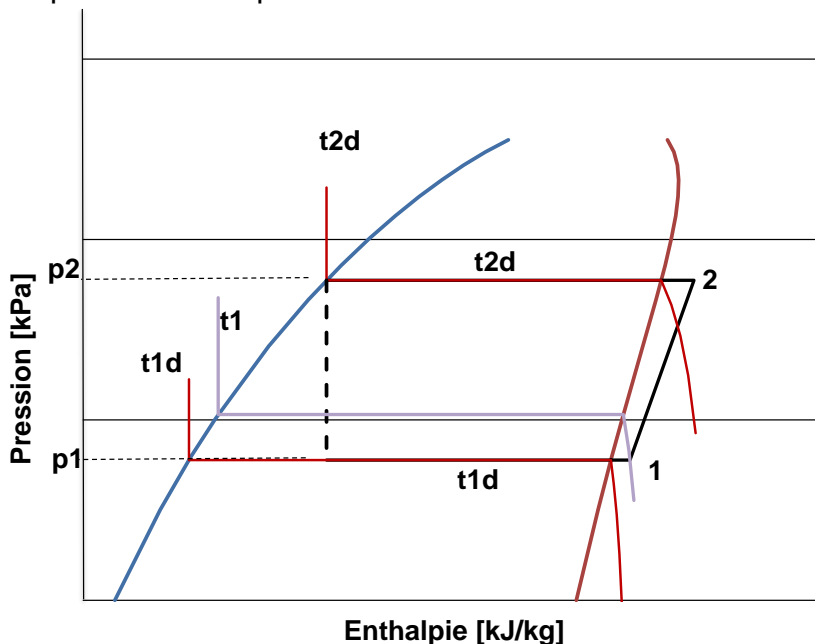


Figure 1 : diagramme P-h pour un mélange azéotrope  
pression d'évaporation :  $p_1$  ( $t_{1d}$ ), pression de condensation :  $p_2$  ( $t_{2d}$ )

## b) Mélanges zéotropes

Les mélanges (ff) non azéotropes, aussi appelés « mélanges zéotropes », présentent une variation de température significative au cours du changement d'état à pression constante, telle que la condensation et l'évaporation. En outre, leur composition à l'état gazeux ou liquide est différente au point d'équilibre. Le terme « glissement » est consacré par l'usage pour décrire le changement de température qui survient au cours des processus d'évaporation et de condensation.

La figure 2 montre un diagramme enthalpique p-h qui représente le cycle de réfrigération lors de l'utilisation d'un mélange zéotrope. La pression de condensation  $p_2$  et la pression d'évaporation  $p_1$  sont considérées comme constantes tout au long du processus de changement d'état. Les lignes de température constante présentent une pente, comme illustré dans la figure. La température à laquelle la condensation commence est appelée « point de rosée », désigné ici par  $t_{2d}$ . Tandis que la condensation progresse, la température tombe à  $t_{2f}$  (point de bulle). Au cours du processus d'évaporation, la température passe de la température à l'entrée de l'évaporateur  $t_{1e}$  à la température de point de rosée  $t_{1d}$ . La surchauffe survient une fois l'évaporation achevée, élevant la température à  $t_1$  (température d'aspiration à l'entrée du compresseur). Les compresseurs sont mesurés en fonction de ce cycle, les pressions d'évaporation et de condensation étant exprimés en tant que températures de point de rosée.

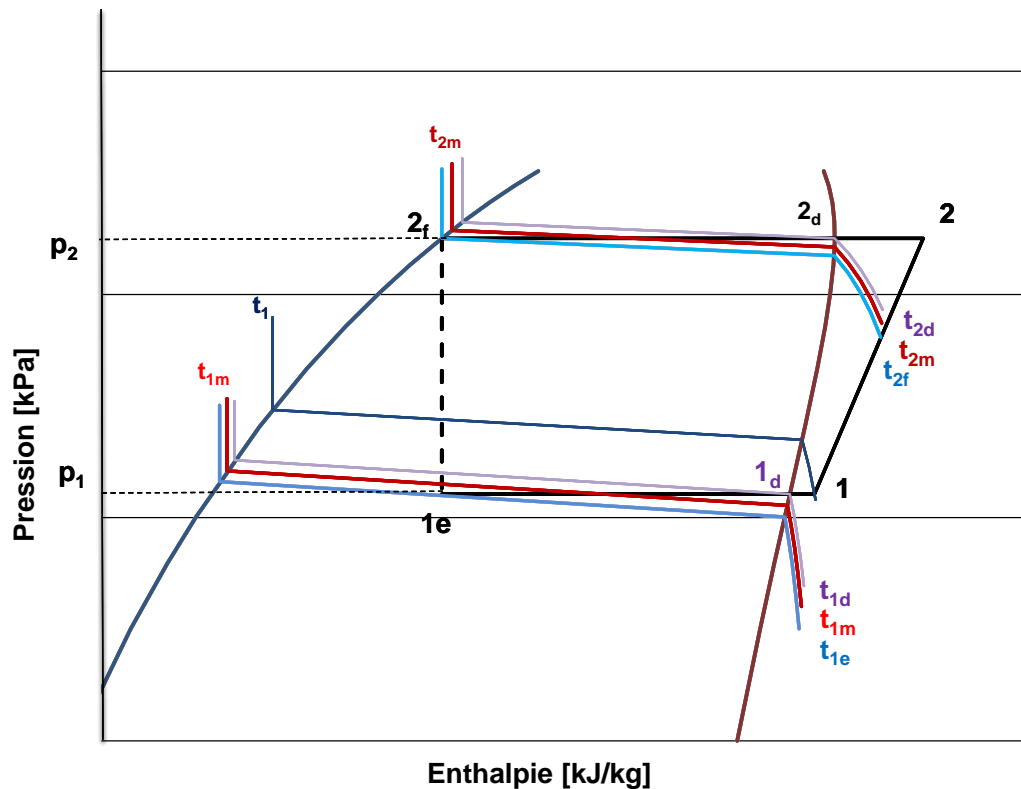


Figure 2 : diagramme P-h pour un mélange non azéotrope (zéotrope)

La question se pose alors de savoir quelle température devrait être utilisée au cours de chaque processus de changement d'état pour définir les températures d'évaporation et de condensation. Une température moyenne peut être définie à des fins d'analyse pour représenter la performance actuelle du système ou pour comparer les mélanges aux ff purs. Les normes de compresseurs préconisent toutes l'utilisation de températures de point de rosée, car elles permettent d'établir une corrélation claire entre pressions et températures .

## 2. Déclaration de performances

### a) Protocole du point de rosée

Les températures d'évaporation et de condensation sont définies en tant que températures de rosée  $t_{1d}$  et  $t_{2d}$  comme indiqué à la figure 2. Une température unique définit maintenant la pression (d'évaporation) d'entrée du compresseur. Elle ne dépend pas du processus de condensation. La surchauffe est définie par le calcul simple de la différence entre la température à l'aspiration du compresseur et la température d'évaporation. Le sous-refroidissement liquide est calculé par rapport au point de bulle.

## b) Protocole du point moyen

La température de condensation peut être définie comme la moyenne arithmétique des températures de rosée  $t_{2d}$  et de bulle  $t_{2f}$ . De la même manière, la température d'évaporation est définie comme la moyenne arithmétique des  $T_{1e}$  et  $T_{1d}$ .

En ce qui concerne la condensation, à une pression de refoulement donnée, la température de rosée  $t_{2d}$  et la température de bulle  $t_{2f}$  sont fixes, ainsi la température moyenne est uniquement fonction de la pression. Il est ainsi facile de faire référence à la température moyenne :  $t_{2m} = (t_{2f} + t_{2d}) / 2$ .

La température moyenne d'évaporation  $t_{1m}$  est égale à la moyenne entre la température d'entrée dans l'évaporateur  $t_{1e}$  et la température de vapeur saturée  $t_{1d}$ :  $t_{1m} = (t_{1e} + t_{1d}) / 2$ .

La température d'entrée de l'évaporateur, et par conséquent la température moyenne d'évaporation, varie en fonction de la pression de condensation, comme illustré dans la figure 3. De manière analogue, la température moyenne d'évaporation dépend également du degré de sous-refroidissement. La mesure de la pression d'évaporation n'est ainsi plus suffisante pour définir la température moyenne d'évaporation et  $t_{1e}$  est exprimée en fonction de la pression d'évaporation, de la pression de condensation et du sous-refroidissement :  $t_{1e} = f(p_1, p_2, \text{sous-refroidissement})$ . La définition de la surchauffe peut également faire l'objet d'une interprétation erronée lors de l'utilisation de données de point moyen. La surchauffe est la différence entre la température à l'entrée d'aspiration du compresseur  $t_1$  et la température (du point de rosée) à la fin du processus d'évaporation  $t_{1d}$ . Si la température d'évaporation est définie comme point moyen, la température du point de rosée doit être calculée avant que la surchauffe puisse être exprimée :  $t_{1d} = t_{1e} + 2(t_{1m} - t_{1e})$ . Bien entendu, l'absence de corrélation entre température et pression d'évaporation complique cette approche.

Par conséquent, il est évident que toute performance calculée à partir de la température du point moyen pourrait être source de malentendu si les informations fournies sont insuffisantes.

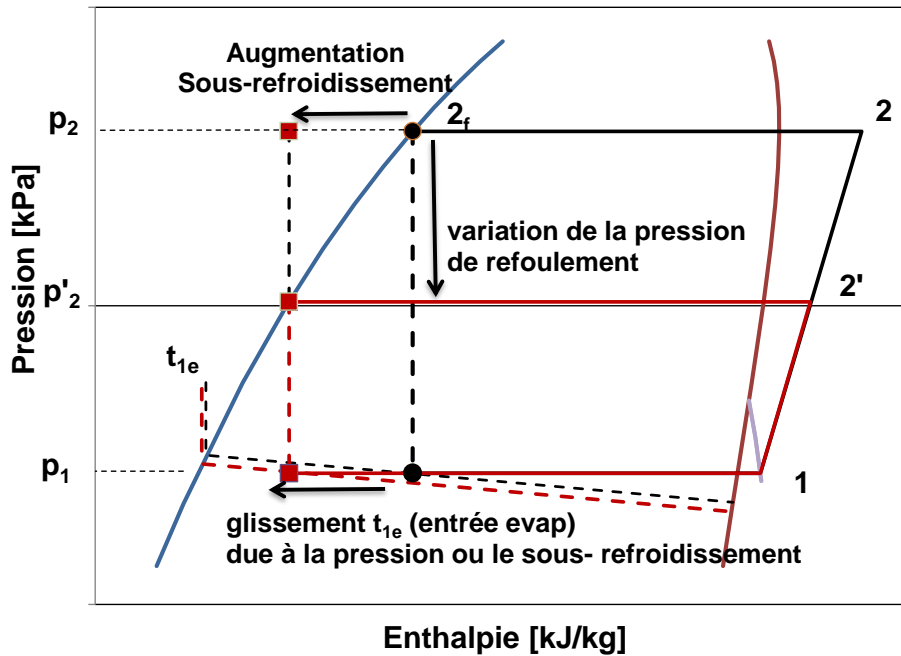


Figure 3 : effet de la pression de condensation ou du sous-refroidissement sur la température moyenne d'évaporation

Si un cycle d'économiseur est appliqué (fig. 4), la température moyenne  $t'_{1m}$  dépend de la température de sortie  $t_{10}$  du refroidisseur liquide de l'économiseur. La température moyenne varie ainsi avec le sous-refroidissement à la même pression d'évaporation et de condensation. Se référer à la température moyenne introduit donc une complication supplémentaire à l'application de l'économiseur.

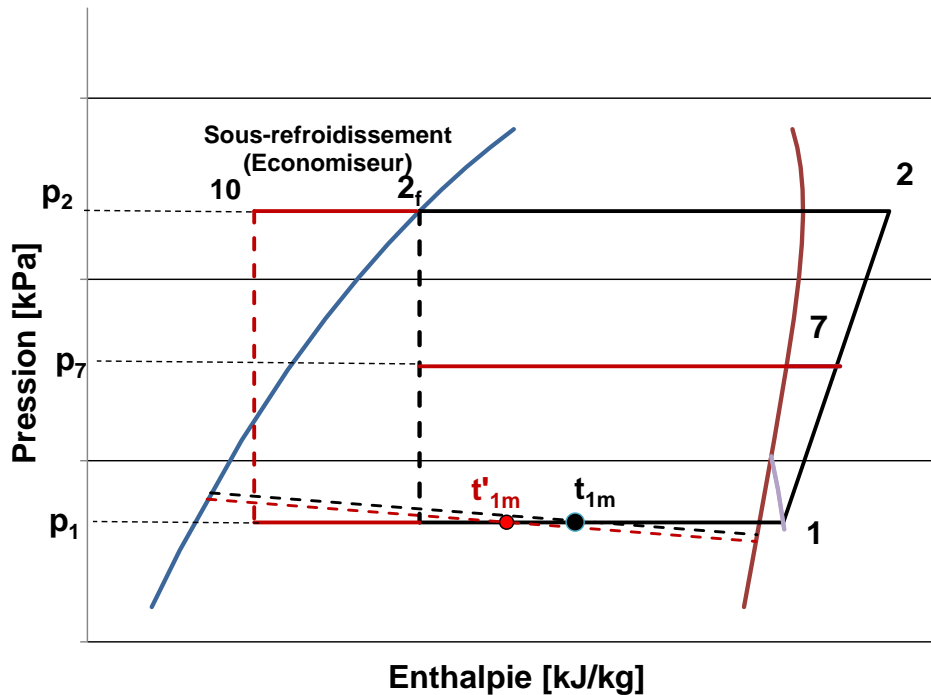


Figure 4 : effet de la température de sortie de l'économiseur sur la température du point moyen d'évaporation

### c) Performances du compresseur

La déclaration de performances du compresseur en Europe et en Amérique du Nord est respectivement réglementée par les normes EN 12900 et ARI 540. Conformément à ces normes, la performance déclarée doit intégrer la puissance frigorifique ou le débit massique et la puissance absorbée, à des températures d'évaporation et de condensation aux points de rosée. L'équation polynomiale rapportée ci-dessous est aussi bien utilisée par la norme EN 12900 que par la norme ARI 540 pour générer les performances du compresseur :

$$X = C1 + C2 \cdot (S) + C3 \cdot D + C4 \cdot (S^2) + C5 \cdot (S \cdot D) + C6 \cdot (D^2) + C7 \cdot (S^3) + C8 \cdot (D \cdot S^2) + C9 \cdot (S \cdot D^2) + C10 \cdot (D^3)$$

où :

X est la puissance frigorifique (uniquement dans la norme EN 12900), puissance absorbée ou débit massique, courant

S est la température d'évaporation au point de rosée à l'aspiration

D est la température de condensation au point de rosée au refoulement

C est un coefficient.

## 2) Comparaison de performances

La figure 5 présente un exemple de la différence entre les températures moyenne et de rosée pour le R-407C. Elle démontre ainsi comment la température de condensation affecte la température moyenne d'évaporation. Les deux lignes sont calculées à température d'évaporation de rosée constante.

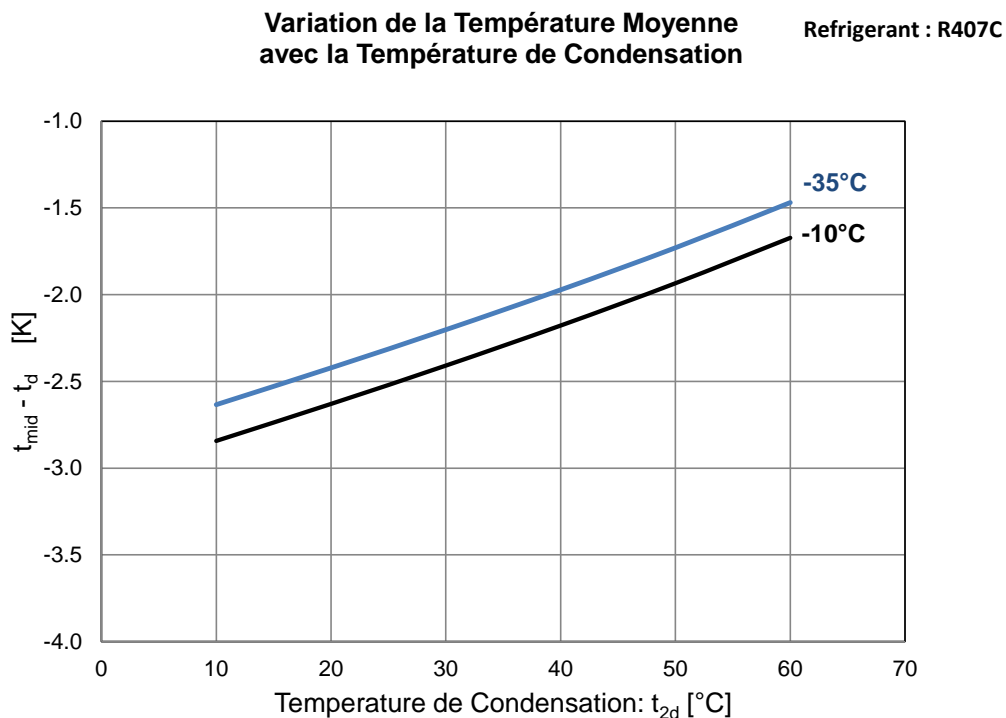


Figure 5 : comparaison entre température d'évaporation moyenne et température d'évaporation de rosée pour différentes température de condensation

La figure 6 illustre la variation de performance en appliquant les deux approches à un compresseur piston ou scroll classique pour une température d'évaporation de -10 °C et une température de condensation de 45 °C. Elle montre que la capacité frigorifique est inférieure d'environ 5 % pour la température de rosée de référence, sans différence notable pour le coefficient de performance (COP). Le concepteur du système est peut-être capable d'interpréter correctement les données à partir de la définition appropriée, mais un simple observateur pourrait conclure que le compresseur offre moins de capacité frigorifique lorsque les définitions de point de rosée sont utilisées, même si cela n'est pas le cas.

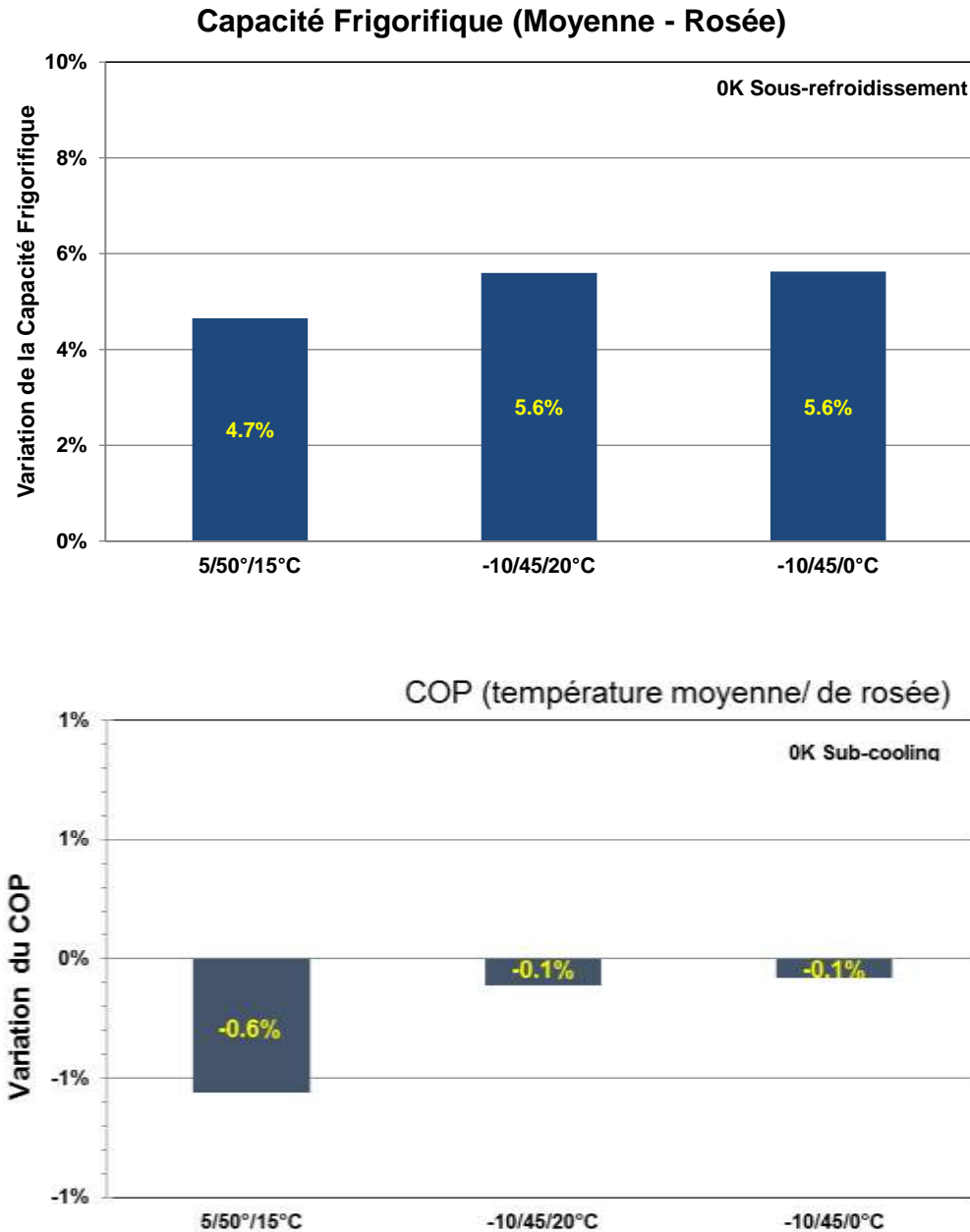


Figure 6 : variations de performance d'un compresseur à piston et scroll en fonction des températures moyenne et de rosée

## Recommandations d'utilisation de la température au point moyen

Cette méthode donne des recommandations pour la conversion des températures (de point) de rosée en températures moyennes. Elle permet de comparer les données de performances de compresseur pour divers ff.



# GUIDELINE

Dernière mise à jour: Septembre 2015



Température moyenne de condensation :

$$t_{2m} = (t_{2f} + t_{2d}) / 2$$

Sous-refroidissement :

$$Dt_{sub} = t_{2f} - t_5$$

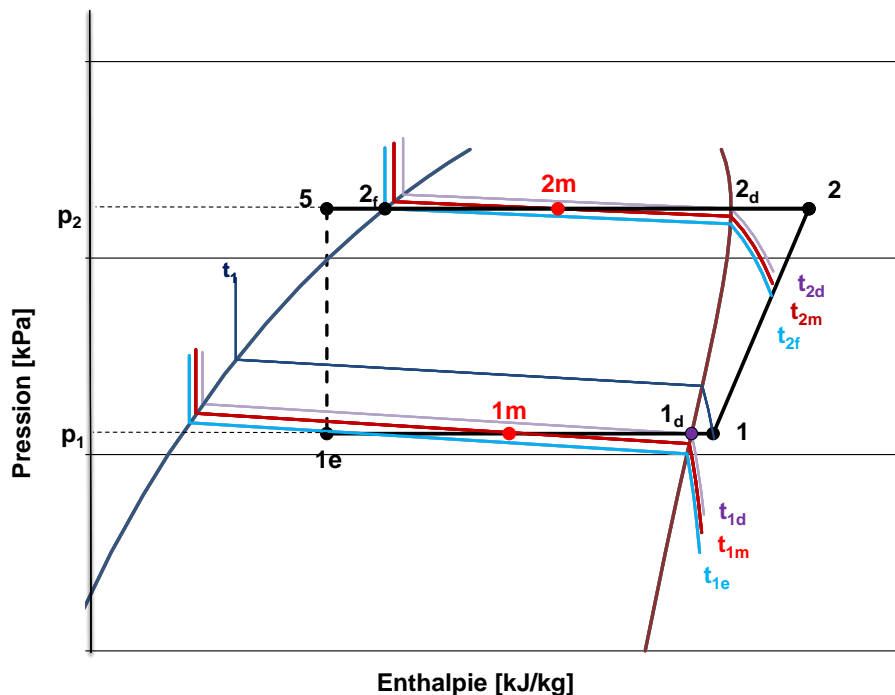
Température moyenne d'évaporation :

$$t_{1m} = (t_{1e} + t_{1d}) / 2$$

Surchauffe du gaz au niveau de l'aspiration :

$$t_{sh} = (t_1 - t_{1d})$$

La conversion de température ci-dessus fournit plus qu'une comparaison approximative des *données de performances du compresseur*.



## Nomenclature

1 : aspiration

2 : refoulement

d : rosée

m : intermédiaire

f : fluide

2<sub>f</sub> : ff liquide au point de bulle correspondant à la pression de refoulement du compresseur

5 : fluide frigorigène à l'entrée du détendeur

7 : pression intermédiaire (économiseur)

10 : sortie de liquide de l'économiseur

t<sub>1</sub> : température du gaz ff à l'entrée du compresseur

t<sub>1d</sub> : température du point de rosée à la pression d'aspiration

t<sub>2d</sub> : température du point de rosée à la pression de refoulement

t<sub>1m</sub> : température du point moyen à la pression d'aspiration

# GUIDELINE

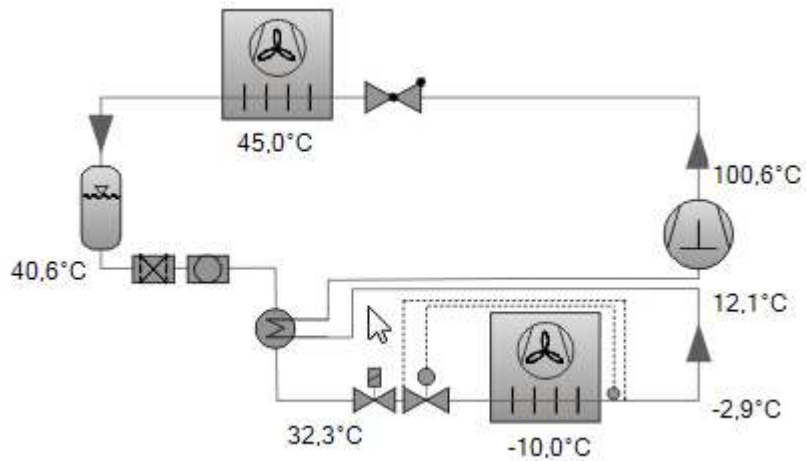
Dernière mise à jour: Septembre 2015



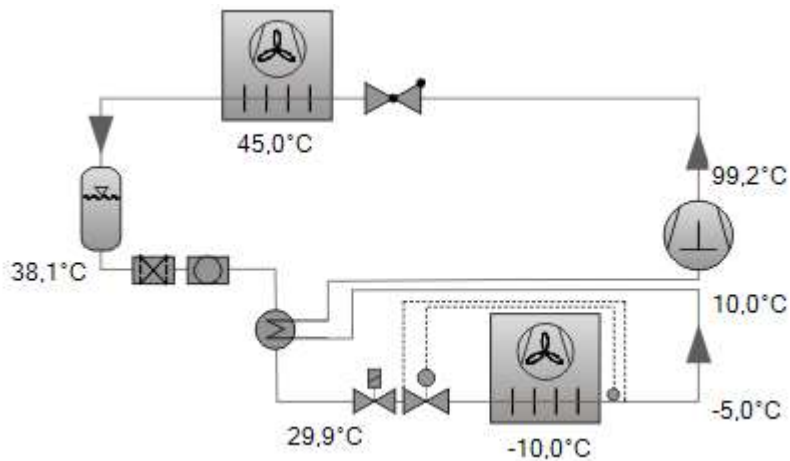
$t_{2m}$  : température du point de rosée à la pression de refoulement

$t_{1e}$  : température du ff à l'entrée de l'évaporateur

Exemple de point **moyen** : R407C // -10/45/SH après évap. 5 K total 20 K/SC à l'intérieur du condenseur 2 K



Exemple de point de **rosée** : R407C // -10/45/SH après évap. 5 K total 20 K/SC à l'intérieur du condenseur 2 K



# GUIDELINE

Dernière mise à jour: Septembre 2015



## Référence

- EN 12900:2013 - Compresseurs pour fluides frigorigènes - Conditions de détermination des caractéristiques, tolérances et présentation des performances par le fabricant
- EN13771-1: Compresseurs et unités de condensation pour la réfrigération - Essais de performances et méthodes d'essai - Partie 1 : compresseurs pour fluides frigorigènes
- norme ARI 540 : 2004 – Performance rating of positive displacement refrigerant compressors and compressor units

---

Ces recommandations sont adressées aux fabricants / installateurs de systèmes de réfrigération professionnels, industriels, commerciaux et domestiques. Elles ont été établies sur la base des connaissances scientifiques et techniques selon ASERCOM. Toutefois ASERCOM et ses sociétés membres n'endosseront la responsabilité de, et ne peuvent assumer aucune fiabilité en ce qui concerne les mesures –actes ou oublis – prises sur la base de ces recommandations.

---