

# Application de la méthode nodale à la simulation dynamique d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur.

Stéphane Gibout, Jean-Pierre Bédécarrats, Jean Castaing-Lasvignottes.

Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés (LaTEP), Université de Pau et des Pays de l'Adour (UPPA), BP 1155 – 64013 Pau, France.  
(auteur correspondant : jean.castaing@univ-pau.fr)

**Résumé** - Généralement dimensionnés au point nominal, la majorité des systèmes énergétiques fonctionnent pourtant en régime variable. Comprendre leur comportement instationnaire est toutefois primordial tant pour en estimer les performances que pour en optimiser la conception. Nous présentons ici un outil logiciel générique et modulaire permettant la simulation en régime dynamique de systèmes énergétiques. Les concepts mis en oeuvre sont tout d'abord présentés puis appliqués au cas d'une machine frigorifique à compression

## Nomenclature

$\dot{m}$	débit massique, $kg.s^{-1}$	$\dot{V}$	débit volumique, $m^3.s^{-1}$
$T$	température, $K$	<i>Symboles grecs</i>	
$t$	temps, $s$	$\alpha$	coefficient d'échange convectif $W.m^{-2}.K^{-1}$ ,
$h$	enthalpie massique, $J.kg^{-1}$	$\eta$	rendement
$U$	énergie interne, $J$	$v$	volume massique $m^3.kg^{-1}$
$P$	pression, $Pa$	<i>Indices et exposants</i>	
$S$	Surface, $m^2$	$e,s$	entrée, sortie
$M$	masse, $kg$	$vol$	volumique

## 1. Introduction

La modélisation et la simulation numérique contribuent largement à l'enrichissement des connaissances dans un grand nombre de secteurs scientifiques. L'énergétique et les métiers du froid font ainsi de plus en plus appel à l'outil informatique [1, 2], tant pour la définition du cahier des charges du client que pour le dimensionnement et l'aide au choix optimal des composants de l'installation frigorifique [3, 4] (compresseurs, échangeurs,..) ou du fluide frigorigène [5]. Bien que souvent riche en informations, une majorité d'approches traitent généralement le cas au point nominal, c'est à dire lorsque le régime est stationnaire. Or, qu'il s'agisse des variations des conditions climatiques externes ou du taux d'occupation d'un local dans le domaine du génie climatique ou bien encore des fluctuations des charges frigorifiques qu'impose souvent un procédé industriel donné, force est de constater que l'aspect instationnaire n'est pas étranger au fonctionnement des installations frigorifiques [6].

Un modèle de simulation dynamique appliqué aux machines à compression de vapeur et susceptible d'en représenter le comportement transitoire offre donc un certain nombre d'intérêts et peut couvrir différents objectifs. On citera par exemple l'étude du comportement de l'installation lors de la variation de sa charge frigorifique, l'estimation de la surconsommation énergétique due au comportement dynamique ou encore l'optimisation des conditions de fonctionnement (séquences de dégivrage, variation de puissance, etc.).

Nous proposons, dans cet article, de décrire un tel modèle, en considérant l'exemple d'un banc frigorifique mono étagé de production d'eau glacée. Une première partie est consacrée à

la présentation de cette machine et à l'exposé des principes généraux de sa modélisation. L'originalité réside dans la simplicité d'écriture des bilans énergétiques et massiques associée à l'emploi d'une méthode nodale et dans l'utilisation de fonctions d'état réduites équivalentes [7]. Les résultats de simulation et leur comparaison avec les données expérimentales font l'objet d'une seconde partie. Cette approche, tout en conservant une relative bonne fiabilité des résultats, permet d'obtenir des temps de calcul très courts, compatibles avec la simulation dynamique d'une installation frigorifique sur des grandes échelles de temps (saison, année) et l'évaluation saisonnière de ses performances.

## 2. Description du dispositif expérimental

La machine frigorifique mono étagée étudiée fonctionne au R22. Elle est principalement constituée d'un groupe de condensation qui comporte un compresseur, une bouteille de liquide et un condenseur air/R22 à ventilateur et d'un évaporateur (échangeur à contre courant à tubes coaxiaux). Des éléments annexes tels que la bouteille anti-coup de liquide, le déshydrateur, l'organe de détente et les éléments de sécurité et de régulation viennent compléter le système.

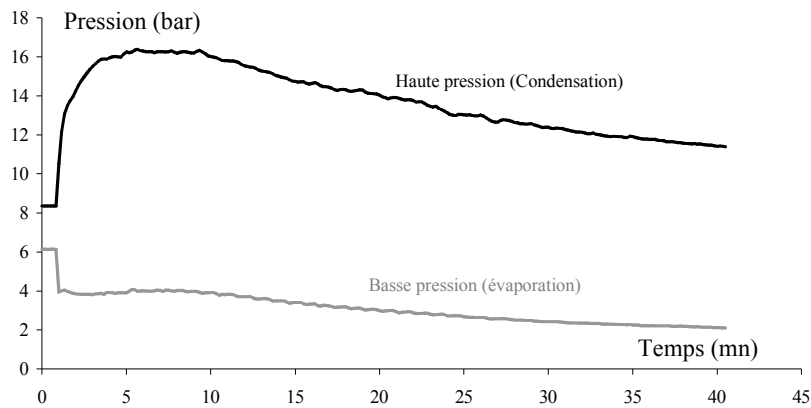


Figure 1 : évolution expérimentale des pressions de fonctionnement du compresseur

La charge à refroidir est constituée d'un réservoir thermiquement isolé rempli d'un mélange d'eau glycolée (30% en volume). Le couplage entre les deux sous-systèmes se fait par l'intermédiaire d'une boucle fluide qui relie l'évaporateur au réservoir en passant par une pompe de circulation.

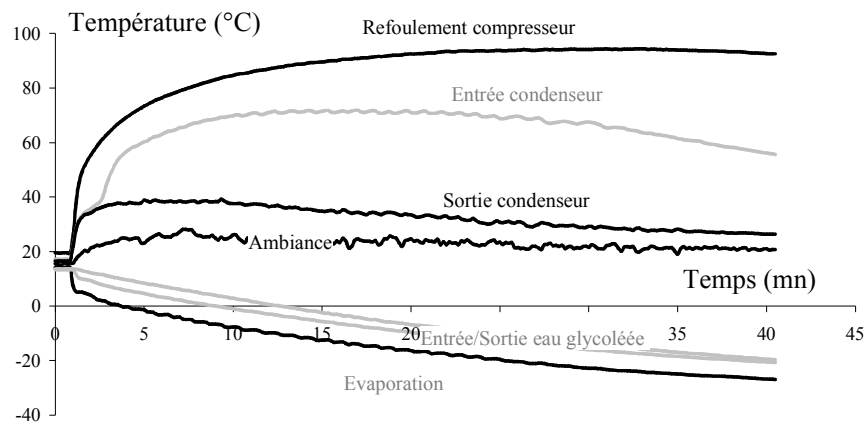


Figure 2 : évolution expérimentale des principales températures de la machine

L'installation est dotée de plusieurs thermocouples (type K) disposés aux entrées/sorties des principaux composants, de deux capteurs de pression (haute pression HP et basse pression BP du cycle frigorifique, de marque DRUCK) et d'un débitmètre (à turbine, marque ROTOFLOW) pour la mesure du débit d'eau glycolée. Une centrale d'acquisition (Agilent 34970A) complète le dispositif et permet la visualisation du comportement de l'installation en temps réel, ainsi que l'archivage des données en vue d'une analyse ultérieure.

Les figures 1 et 2 présentent un exemple de résultats d'une campagne de mesure menée sur la machine décrite précédemment au cours de la phase de mise en route.

Dès la mise en route du compresseur, les pressions varient très rapidement. La basse pression chute ainsi de 8 bars à environ 4 bars et dans le même temps on observe une augmentation brutale de la haute pression dans le condenseur. La conséquence thermique de ces phénomènes est beaucoup plus lente à se faire sentir, notamment à cause de l'inertie thermique de tous les éléments constitutifs de la machine et particulièrement au niveau de l'évaporateur. Après environ une trentaine de minute, la basse pression est quasiment stable alors que les températures d'eau glycolée et d'évaporation évoluent lentement vers un régime stationnaire après environ une heure (non représenté ici).

### 3. Modélisation

Le système étudié est schématisé sur la figure 3 où nous avons considéré une décomposition en sept sous-systèmes (nœuds) correspondant aux sept principaux milieux physiques qui constituent le pilote expérimental et qui sont :

- 1) Le réservoir d'eau glycolée,
- 2) La boucle d'eau glycolée,
- 3) La paroi du réservoir d'eau glycolée (enceinte isolante),
- 4) La paroi de l'évaporateur,
- 5) Le fluide frigorigène circulant dans l'évaporateur,
- 6) Le fluide frigorigène circulant dans le condenseur,
- 7) La paroi du condenseur.

Ces différents noeuds interagissent entre eux en échangeant de la matière et/ou de l'énergie. Ces interactions sont représentées sur la figure 4.

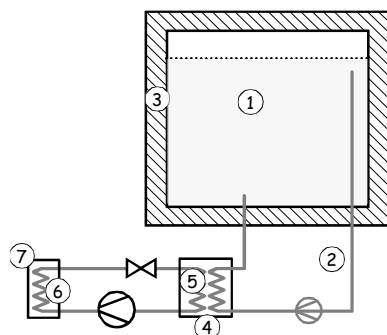


Figure 3 : schéma simplifié du système étudié

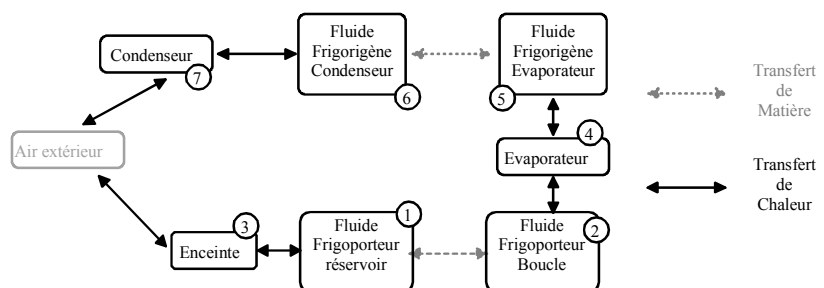


Figure 4 : représentation des échanges de matière et de chaleur entre les éléments de la machine

Chaque noeud est caractérisé par sa géométrie (longueurs, surfaces, volumes), ses propriétés thermophysiques (masse volumique, capacité calorifique,...) et son état

(température, pression, masse de fluide frigorigène, énergie interne, enthalpie...). Nous supposons que ces variables d'état caractéristiques associées à chaque composant sont uniformes dans l'espace (i.e. dérivées partielles nulles par rapport aux variables d'espace), ce qui réduit le problème au traitement d'équations différentielles au lieu d'équations aux dérivées partielles.

Les équations d'évolution temporelle de l'état de chaque sous élément s'obtiennent en exprimant les bilans de masse et d'énergie sur un pas de temps  $dt$ .

L'écriture des équations de conservation d'énergie fait systématiquement appel au 1<sup>er</sup> principe de la thermodynamique (dont énergies cinétiques et potentielles ont été négligées), en système fermé pour les milieux 3, 4 et 7, et en système ouvert pour le 1, 2, 5 et le 6. Pour les 3 premiers noeuds, l'équation de conservation est donc de la forme :

$$\frac{dU_i}{dt} = \sum_j \alpha_{ij} S_{ij} (T_j - T_i) \quad i \in [3, 4, 7] \quad [1]$$

Avec :  $U_i$ , l'énergie interne du noeud  $i$  (en [J]),  $\alpha_{ij}$ , les coefficients d'échange entre les noeuds  $i$  et  $j$ ,  $S_{ij}$ , les surfaces d'échange entre les noeuds  $i$  et  $j$  et  $T_i, T_j$ , les températures des noeuds  $i$  et  $j$ .

Pour les autres composants qui correspondent au fluide frigorigène ou au fluide frigoporteur (eau glycolée), l'écriture du premier principe en système ouvert fait apparaître les entrées/sorties de matière et l'équation de conservation est dans ce cas :

$$\frac{dU_i}{dt} = \sum_j \alpha_{ij} S_{ij} (T_j - T_i) + \dot{m}_i^e h_i^e - \dot{m}_i^s h_i^s \quad i \in [1, 2, 5, 6] \quad [2]$$

Avec :  $\dot{m}_i^e, \dot{m}_i^s$  les débits masse de fluide frigorigène ou frigoporteur entrant et sortant du noeud  $i$  et  $h_i^e, h_i^s$  les enthalpies spécifiques du fluide frigorigène ou frigoporteur entrant et sortant du noeud  $i$ .

L'écriture des bilans de masse de fluide frigorigène repose sur l'hypothèse que les volumes internes du compresseur et de l'organe de détente sont généralement très inférieurs à ceux des échangeurs (condenseur et évaporateur). Ainsi, nous supposons qu'il n'y a pas accumulation de fluide dans ces deux éléments et par conséquent qu'il y a égalité entre les débits qui y entrent et qui en sortent. En revanche, nous supposons qu'il peut y avoir accumulation de fluide frigorigène dans le condenseur et l'évaporateur. Ainsi, si on appelle  $M_i$  la masse de fluide frigorigène présente dans l'évaporateur ou le condenseur, le bilan masse qui en représente l'évolution au cours du temps est donné par l'équation différentielle supplémentaire suivante :

$$\frac{dM_i}{dt} = \dot{m}_i^e - \dot{m}_i^s \quad i \in [5, 6] \quad [3]$$

Le même formalisme appliqué au compresseur et au détendeur, compte tenu des hypothèses énoncées plus haut, donne alors :

$$\begin{cases} \frac{dM_{\text{compresseur}}}{dt} = 0 = \dot{m}_5^s - \dot{m}_6^e \\ \frac{dM_{\text{détendeur}}}{dt} = 0 = \dot{m}_6^s - \dot{m}_5^e \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \dot{m}_5^s = \dot{m}_6^e = \dot{m}_{\text{compresseur}} \\ \dot{m}_6^s = \dot{m}_5^e = \dot{m}_{\text{détendeur}} \end{cases} \quad [4]$$

Le débit massique traversant le compresseur  $\dot{m}_{\text{compresseur}}$  s'obtient à partir de la relation suivante où  $\dot{V}_{bal}$  est le débit volumique balayé,  $v_{asp}$  le volume massique des vapeurs de fluide

frigorigène aspirées et  $\eta_{vol}$  le rendement volumétrique qui dépend essentiellement du taux de compression (rapport des pressions de refoulement et d'aspiration).

$$\dot{m}_{compresseur} = \eta_{vol} \cdot \frac{\dot{V}_{bal}}{v_{asp}} \quad [5]$$

Nous supposons que l'état thermodynamique des vapeurs de fluide frigorigène au refoulement du compresseur peut être décrit par l'utilisation du rendement isentropique et qui, par simplification, sera considéré constant ( $\eta_{is} = 0.8$  par exemple).

L'organe réalisant la détente est supposé être représenté par un écoulement de type Poiseuille et le débit masse s'exprime donc proportionnellement à la différence de pression amont aval, soit :

$$\dot{m}_{détendeur} \propto \underbrace{P_5}_{condenseur} - \underbrace{P_3}_{évaporateur} \quad [6]$$

La détente y est supposée isenthalpe.

Les équations de conservation écrites précédemment permettent de calculer l'évolution de la masse et de l'énergie interne de chaque composant (ou nœud). Or les termes d'échange qui y interviennent s'expriment à l'aide de grandeurs telles que la pression, la température ou encore l'enthalpie. Les équations d'état permettent de calculer ces différentes valeurs. Nous utilisons ici un modèle dit de « Fluide Frigorigène Equivalent » que nous avons développé de façon à obtenir des équations d'état simplifiées [7].

## 4. Conclusion

Les évolutions de températures issues de la simulation sont représentées sur la figure 5 ainsi que les résultats expérimentaux. Le modèle semble rendre compte assez fidèlement du comportement thermique de la machine, en particulier au cours de la phase transitoire de démarrage qui constitue de surcroît une des phases où les contraintes appliquées à la machine sont les plus fortes.

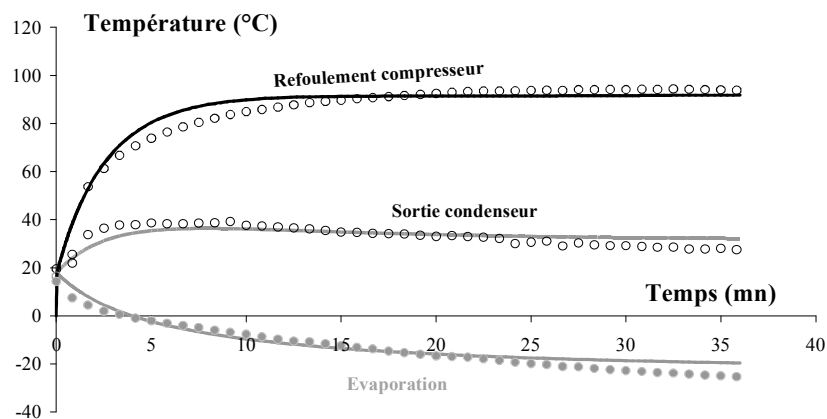


Figure 5 : Comparaison expérience/simulation des températures au cours de la phase de démarrage

Les différences observées dans les tous premiers instants sont principalement dues à la relative simplicité du modèle qui ne permet pas de rendre compte des variations rapides du comportement du compresseur et de l'organe de détente. De même, le comportement du condenseur et de l'évaporateur est représenté au moyen d'un modèle uniforme qui ne permet pas de décrire les habituelles zones de surchauffe et de sous refroidissement présentes dans

ces échangeurs. Ces aspects, ainsi que ceux liés aux variations de coefficient d'échange lors du démarrage doivent faire l'objet, si nécessaire, des développements futurs de ce travail. Les choix d'implémentations devront cependant résulter d'un compromis entre précision des résultats et vitesse de calcul.

En effet, dans la perspective de l'utilisation d'un tel modèle dans un contexte d'optimisation énergétique (optimisation du SEER - Seasonal Energetic Efficiency Ratio [8], ou de l'étude du comportement face à différents scénarii de fonctionnement, le compromis vitesse/fiabilité est primordial. Les valeurs obtenues dans la configuration actuelle semblent acceptables (environ 5 s de calcul pour les 30 min présentées sur la figure 5). L'ensemble de la simulation a donné lieu à l'élaboration d'un outil de calcul et de visualisation des résultats en temps réel où sont représentées à la fois les évolutions des pressions, des températures et des puissances au cours du temps ainsi que la position instantanée du cycle frigorifique sur le diagramme thermodynamique  $[\ln(P), h]$  du fluide frigorigène [9].

La comparaison partielle des résultats menée sur les températures est en cours d'extension pour les pressions et les puissances et le modèle sera définitivement validé en variant par exemple certaines conditions de fonctionnement comme les températures de source ou le débit de fluide caloporteur. Ce travail devrait conduire à un modèle prédictif de comportement dynamique de machine frigorifique. Une méthodologie similaire est actuellement appliquée au cas d'une installation bi-étagée.

## Références

- [1] PFAFFEROTT T. and SCHMITZ G., Modelling and transient simulation of CO<sub>2</sub>-refrigeration systems with Modelica, *Int. J. Refrig.*, 27, 42-52, (2004).
- [2] ZHAO LEI and Zaheeruddin M., Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 25, 2258-2271, (2005).
- [3] WILLATZEN M., PETTIT N.B.O.L. and PLOUG-SORENSEN L., A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part 1: moving-boundary formulation of two-phase flows with heat exchange, *Int. J. Refrig.*, 21, 5, 398-403, (1997).
- [4] PETTIT N.B.O.L., WILLATZEN M. and PLOUG-SORENSEN L., A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration. Part 2: simulation and control of an evaporator, *Int. J. Refrig.*, 21, 5, 404-414, (1997).
- [5] RIGOLA J., RAUSH G., PEREZ-SEGARRA C.D. and OLIVA A., Numerical simulation and experimental validation of vapour compression refrigeration systems. Special emphasis on CO<sub>2</sub> trans-critical cycles, *Int. J. Refrig.*, 28, 1225-1237, (2005).
- [6] WANG F., MAIDMENT G., MISSENDEN J. and TOZER R., The novel use of change materials in refrigeration plant. Part 2: Dynamic simulation model for the combined system, *Applied Thermal Engineering*, article in press, (2005).
- [7] J. CASTAING-LASVIGNOTTES, S GIBOUT, P. NEVEU. Equation d'état simplifiée pour les fluides frigorigènes : notion de fluide équivalent. Congrès Français de Thermique 2006, île de Ré, 16 - 19 mai 2006.
- [8] MUSTAFA İNALLI and HIKMET ESEN. Seasonal cooling performance of a ground-coupled heat pump system in a hot and arid climate. *Renewable Energy*, Volume 30, Issue 9, July 2005, Pages 1411-1424
- [9] J. CASTAING-LASVIGNOTTES, S GIBOUT, J.P. BÉDÉCARRATS. Modélisation et simulation instationnaire d'un groupe refroidisseur à compression mécanique de vapeur. Systèmes d'information, modélisation, optimisation et commande en génie des procédés, SIMO, Toulouse (11-12 octobre 2006)