



**HAL**  
open science

## MODÉLISATION D'UN RÉFRIGÉRATEUR DOMESTIQUE

Yamina Saheb, Françoise Monchoux, Alain Cordier, Françoise Thellier

► **To cite this version:**

Yamina Saheb, Françoise Monchoux, Alain Cordier, Françoise Thellier. MODÉLISATION D'UN RÉFRIGÉRATEUR DOMESTIQUE. CIFQ Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois, May 2003, Québec, Canada. hal-02175459

**HAL Id: hal-02175459**

**<https://hal.science/hal-02175459>**

Submitted on 5 Jul 2019

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

## CIFQ2003 / XX-XX

### MODÉLISATION D'UN RÉFRIGÉRATEUR DOMESTIQUE

**Y.Saheb**  
[saheb@cict.fr](mailto:saheb@cict.fr)

**F.Monchoux**  
[fmonchou@cict.fr](mailto:fmonchou@cict.fr)  
 LESETH-UPS. 118, Route de Narbonne. 31062 Toulouse Cedex 04

**A.Cordier**  
[cordial@club-internet.fr](mailto:cordial@club-internet.fr)

**F.Thellier**  
[thellier@cict.fr](mailto:thellier@cict.fr)

#### RÉSUMÉ :

Un modèle mathématique simulant les appareils de froid domestique à compression de vapeur a été établi. Il est basé sur l'application des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie à chaque composant du système. Les équations de la boucle froide en régime pseudo-statique sont résolues dans EES alors que l'armoire frigorifique est un Type de TRNSYS. La variation de la pression et de la vitesse ainsi que l'évolution de la température du fluide dans chacun des composants sont données par le modèle en tout point du système. Les résultats de la modélisation de la boucle froide obtenus sont en bonne adéquation avec ceux de la littérature.

**Mots-clés:** Froid domestique, Modélisation, Économie d'énergie, TRNSYS, EES.

#### NOMENCLATURE :

##### Symboles utilisés :

Cyl: Cylindrée du compresseur [m3]  
 Cf : Coefficient de frottement  
 Cp : Capacité calorifique [J/Kg.K]  
 d : Diamètre [m]  
 F : Facteur de correction  
 $\vec{f}$  : Forces extérieures s'appliquant à l'unité de masse du fluide  
 fx : Force de frottement entre le fluide et la paroi par unité de masse  
 h : Enthalpie massique du fluide [J/Kg]  
 k : Coefficient d'échange convectif [W/m².K]  
 L : Longueur de l'ailette [m]  
 l : Largeur de l'ailette [m]  
 •  
 $\dot{m}$  : Débit massique du fluide [Kg/s]  
 M : Masse molaire du fluide [Kg/mol]  
 $\overline{P}$  : Tenseur des contraintes  
 p : Pression du fluide [Pa]  
 P : Puissance du compresseur [W]  
 Pr : Nombre de Prandtl  
 •  
 $\dot{Q}$  : Puissance thermique volumique [W/m3]  
 •  
 $\dot{q}$  : Flux thermique par unité de volume échangé entre le fluide et l'air [W/m3]

$\vec{q}_c$  : Densité de flux thermique [W/m²]  
 •  
 $\dot{q}_r$  : Source de puissance thermique interne par unité de masse [W/Kg]

R, r : Résistance thermique [m².C/W]  
 Re : Nombre de Reynolds  
 t : Temps [s]  
 T : Température [°C]  
 u : composante de la vitesse dans la direction de l'écoulement [m/s]

$\vec{V}$  : Vitesse du fluide définie par ses trois composantes  $u, v, w$   
 x : Titre en vapeur

##### Lettres grecques :

$\alpha$  : Taux de vide  
 $\varepsilon$  : Rugosité relative du tube  
 $\eta$  : Rendement de l'ailette  
 $\varphi$  : Fonction de dissipation de l'énergie cinétique [W/m3]  
 $\lambda$  : Conductivité thermique [W/m.K]  
 $\mu$  : Viscosité dynamique [Pa.s]  
 $\rho$  : Masse volumique [Kg/m³]

##### Indices/Exposants :

A : air  
 cnd : condenseur  
 crit : critique  
 ebucon : ébullition convective  
 eburnuc : ébullition nucléé  
 élec : électrique  
 évap : évaporateur  
 f : fluide  
 int : intérieur  
 l : liquide  
 ls : liquide saturé  
 m : mélange  
 max : maximum  
 mec : mécanique  
 rot : rotation  
 s : isentropique  
 v : vapeur  
 vol : volumétrique  
 vs : vapeur saturée

## INTRODUCTION :

Le froid domestique représente la consommation énergétique la plus importante des ménages et cette consommation varie avec la température des cuisines. Dans la littérature [1], on trouve que pour une augmentation de la température de l'ordre de 15°C, l'augmentation de la consommation d'énergie est de 38,7%.

Dans notre travail de recherche, on veut mettre en place un modèle qui calcule la consommation d'énergie des appareils de froid domestique en tenant compte de la variation de la température à l'intérieur des cuisines.

Contrairement aux modèles existants : modélisation dynamique de l'ensemble du système [2], ou modélisation par créneaux [3], notre modèle adopte un compromis pour réduire le temps de calcul. En effet, on considère que l'écoulement du fluide est en régime stationnaire et que seule l'armoire frigorifique est en régime dynamique.

Les équations de la boucle froide basées sur la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues dans EES. L'armoire frigorifique et le bâtiment sont des Types de TRNSYS qui résout l'ensemble.

## PRÉSENTATION DU MODÈLE MATHÉMATIQUE DES ÉCHANGEURS:

Le système frigorifique étudié est composé d'un compresseur et de quatre échangeurs : le capillaire, l'échangeur liquide-vapeur, le condenseur et l'évaporateur [Fig 1-b].

Dans chaque échangeur, on applique au fluide frigorigène les équations générales de conservation de la masse (1), de la quantité de mouvement (2) et de l'énergie (3)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = \nabla \bar{P} + \rho \vec{f} \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h) = -\nabla \cdot \vec{q}_c + \rho \dot{q}_r + \Phi + \frac{Dp}{Dt} \quad (3)$$

Les équations ci-dessus sont une représentation physique générale et très complexe de l'écoulement du fluide. Afin de simplifier la résolution mathématique de ces équations, on considère d'une part que le fluide est newtonien et homogène, et que son écoulement est monodimensionnel et stationnaire. D'autre part, on néglige la dissipation visqueuse, la conduction axiale, le terme de la pesanteur dans l'équation de la quantité de mouvement ainsi que le glissement de vitesse entre le liquide et la vapeur dans l'écoulement diphasique. De plus, la section de chaque échangeur est prise comme uniforme.

Ce qui ramène l'équation (1) à :  $\frac{\partial (\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (4)$

l'équation (2) à :  $-\frac{\partial (\rho u^2)}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial x} - \rho f_x \quad (5)$

et l'équation (3) à :  $\frac{\partial (\rho u h)}{\partial x} = \dot{q} + u \frac{\partial p}{\partial x} \quad (6)$

Dans l'équation (5), la force de frottement par unité de volume

est donnée par l'expression :  $\rho f_x = \frac{4}{d_{int}} C_f \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (7)$

Le coefficient de frottement est calculé pour le condenseur, l'évaporateur et l'échangeur liquide-vapeur par la corrélation de Blasius [4] :  $C_f = 0.079 Re^{-0.25}$

$$(8)$$

alors que pour le capillaire, on reprend la corrélation de Colebrook [5] recommandée par de nombreux auteurs pour son efficacité dans la modélisation du capillaire :

$$\frac{1}{C_f} = -4 \log \left[ \frac{\varepsilon / d_{int}}{3.71} + \frac{1.255}{Re \sqrt{C_f}} \right] \quad (9)$$

sachant que dans les deux cas :  $Re = \frac{\rho u d_{int}}{\mu} \quad (10)$

Dans l'équation (6), le flux thermique échangé entre le fluide et l'air est calculé par la relation :

$$\dot{q} = \frac{4}{d_{int}} R (T_a - T_f) \quad (11)$$

$R$  étant la somme des résistances thermiques entre le fluide et l'air :

$$R = r + 1 / k_{int}$$

$r$  est la résistance de la paroi et des ailettes pour le condenseur et l'évaporateur, exprimée par la relation :

$$r = \frac{1}{2 * k_a * L * t * \eta} \quad (12)$$

$k_{int}$  est le coefficient d'échange convectif entre le fluide et la paroi. Il est calculé pour les trois échangeurs dans le cas de l'écoulement monophasique par la corrélation de MacAdams [4]:

$$k_{int} = \frac{\lambda}{d_{int}} 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (13)$$

Comme les structures d'écoulement diffèrent dans l'écoulement diphasique, le coefficient d'échange convectif en condensation est donné par la corrélation de Carpenter [4] :

$$k_{int} = 0.369 \left( \frac{C_{p_l} \lambda_l \rho_{ls} f}{2 \mu_l \rho_{vs}} \right)^{0.5} \dot{m}_m \quad (14)$$

$$\text{ou } f=2.4419.10^{-2}-3.8514.10^{-3}-3\log\text{Re}_m \quad (15)$$

et  $Cp_l$ ,  $\lambda_l$  et  $\mu_l$  sont calculés à la température du liquide condensé en film.

Pour le coefficient d'échange convectif en évaporation, on utilise la corrélation de Chen modifiée par Steiner [6], qui tient compte de l'ébullition nucléée et de l'ébullition convective. Il est exprimé par les relations suivantes :

$$k_{\text{int}} = \left[ (k_l F_{\text{ebucon}})^3 + (3500 F_{\text{ebunuc}})^3 \right]^{1/3} \quad (16)$$

avec  $k_l$  calculé selon l'équation (13) pour le fluide à l'état liquide et

$$F_{\text{ebucon}} = \left[ (1-x)^{1.5} + 1.9x^{0.6}(1-x)^{0.01} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.35} \right]^{-2.2} + \left\{ \frac{k_l}{k_v} x^{0.01} \left[ 1 + 8(1-x)^{0.7} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.67} \right] \right\}^{-2} \quad (17)$$

Le coefficient de correction de l'ébullition nucléée est donnée par:

$$F_{\text{ebunuc}} = F_{\text{pf}} \left( \frac{\dot{Q}}{20.000} \right)^{0.8-0.1 \exp\left(1.75 \frac{P}{P_{\text{crit}}}\right)} \left[ \frac{d_{\text{int}}}{0.01} \right]^{-0.4} 0.36M^{0.27} \quad (18)$$

et

$$F_{\text{pf}} = \left\{ 2.816 \left( \frac{P}{P_{\text{crit}}} \right)^{0.45} + \left[ 3.4 + \frac{1.7}{1 - \left( \frac{P}{P_{\text{crit}}} \right)^7} \right] \left( \frac{P}{P_{\text{crit}}} \right)^{3.7} \right\} \quad (19)$$

Dans le cas de l'écoulement diphasique dans le capillaire, on utilise la corrélation de MacAdams modifiée par Pate [7] :

$$k_{\text{int}} = \frac{\lambda_l}{d_{\text{int}}} 0.023 \text{Re}_l^{0.8} \text{Pr}_l^{0.3} \left( \frac{1-x}{1-\alpha} \right)^{0.8} \quad (20)$$

$$\text{ou le taux de vide est donné par : } \alpha = \frac{x\rho}{\rho_v} \quad (21)$$

#### PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DU FLUIDE :

Afin d'avoir pour chaque composant un système fermé d'équations, on complète les équations précédentes par le calcul des propriétés thermodynamiques du fluide. Ce calcul est résolu dans EES par l'utilisation de l'équation d'état approchée de Martin-Hou [8] ou de l'une de ses variantes.

En effet, connaissant deux variables d'état d'un fluide, EES offre la possibilité d'en déduire toutes les autres, sauf la

viscosité du fluide frigorigène dans le cas de l'écoulement diphasique que l'on calcule par la relation :

$$\frac{1}{\mu_m} = \frac{1-x}{\mu_{ls}} + \frac{x}{\mu_{vs}} \quad (22)$$

#### PRÉSENTATION DU MODÈLE MATHÉMATIQUE DU COMPRESSEUR :

Les phénomènes physiques qui se produisent dans un compresseur hermétique sont très complexes : échanges thermiques, compression et interaction entre le fluide frigorigène et l'huile. Pour simplifier la résolution numérique, nous avons fait un compromis entre la représentation physique et la simplicité du calcul numérique.

La puissance du compresseur est donnée par la relation :

$$P = \dot{m} \cdot \Delta h = P_{\text{elec}} \eta_{\text{mec}} \quad (23)$$

Les rendements volumétrique, isentropique et mécanique sont calculés par les corrélations suivantes [9]:

$$\eta_{\text{vol}} = 1.028 - 0.08 \frac{P_{\text{cnd}}}{P_{\text{évap}}} + 0.0021 \left( \frac{P_{\text{cnd}}}{P_{\text{évap}}} \right)^2 \quad (24)$$

$$\eta_{\text{mec}} = 0.872821 + 0.177669 \text{Ln} \left( \frac{\dot{m}}{m_{\text{max}}} \right) \quad (25)$$

$$\eta_s = 0.976993 - 0.0562247 \left( \frac{\dot{m}}{m_{\text{max}}} \right)^2 \quad (26)$$

Le débit du fluide frigorigène ainsi que le débit maximal sont donnés par les relations suivantes :

$$\dot{m} = \left( \frac{V_{\text{rot}}}{60} \right) \text{Cyl} \cdot \eta_{\text{vol}} \cdot \rho \quad (27)$$

$$\dot{m}_{\text{max}} = \left( \frac{V_{\text{rot}}}{60} \right) \text{Cyl} \cdot \rho \quad (28)$$

#### RÉSOLUTION DES ÉQUATIONS MATHÉMATIQUES :

Après avoir établi le modèle mathématique de chaque composant de notre machine frigorifique, on a procédé à la discrétisation de l'ensemble des équations par la méthode des différences finies. Nous avons ensuite assemblé dans EES les modèles de tous les composants formant ainsi un système global non linéaire. Sachant que les composants d'un système frigorifique sont physiquement liés entre eux (fig 1-b), les sorties de chaque composant constituent les variables d'entrée du composant qui suit. . Puis, ce système d'équations a été

résolu explicitement par la méthode directe de Newton, qui consiste à résoudre simultanément à chaque pas de temps toutes les équations discrétisées

## RÉSULTATS ET DISCUSSIONS :

Dans un premier temps, nous avons résolu dans EES les équations de chaque composant isolé en prenant comme entrées les résultats données par le modèle de Xu [2].

La figure 2-a montre la variation de la vitesse et de la pression dans le capillaire. On constate que lorsque le fluide est à l'état liquide, la vitesse est presque uniforme, puis elle augmente progressivement au fur et à mesure que le fluide entre dans sa phase diphasique et cette augmentation de la vitesse est accompagnée d'une chute brutale de la pression dans le capillaire.

La figure 2-b montre l'évolution de la température dans le couple échangeur-capillaire. Les deux composants étant dans la réalité couplés, la simulation montre bien que la vapeur à basses pression et température qui circule dans l'échangeur se réchauffe au contact du fluide à hautes pression et température circulant dans le capillaire, ce qui permet d'augmenter la puissance frigorifique de l'évaporateur et d'éviter d'envoyer du liquide dans le compresseur.

La figure 3 montre l'état du fluide dans l'évaporateur. On constate que la pression baisse linéairement le long de l'évaporateur, ce qui cause une chute de pression d'environ 0,4 bar, alors que la vitesse augmente durant l'évaporation (figure 2-a). On constate également que la température du mélange diphasique sortant du capillaire continue à diminuer jusqu'à ce que le fluide soit totalement vaporisé (figure 3-b).

La figure 4-a montre les variations de la vitesse et de la pression dans le condenseur. On remarque que la vitesse du fluide subit une variation presque linéaire, diminuant le long du condenseur, jusqu'à devenir presque constante quand le liquide est sous-refroidi. Cette baisse de vitesse est accompagnée d'une variation de pression négligeable.

La figure 4-b montre l'évolution de la température du fluide dans le condenseur et sa variation en fonction de la température de la cuisine. On constate que la température de la vapeur chaude sortant du compresseur baisse jusqu'au changement de phase où elle reste constante jusqu'au début du sous-refroidissement. Pour ce qui est de l'influence de la température de la cuisine, l'augmentation de cette dernière cause une augmentation de la longueur de la phase de condensation (tronçon 3-4 de la fig 1-a et fig 4-b), ce qui cause une diminution de la phase de sous-refroidissement (tronçon 3-5 de la fig 1-a). Le temps de marche du compresseur est alors augmenté pour que le fluide arrive à l'état liquide dans le capillaire.

Ces premiers résultats sont confirmés par la résolution de l'ensemble du système d'équations dans EES. En effet, on remarque que les COP chaud et froid (fig 5) baissent avec l'augmentation de la température de la cuisine, ce qui confirme bien la diminution du sous-refroidissement.

## CONCLUSION

La modélisation séparée de chaque élément du système donne des résultats satisfaisants, en termes de pression, température et vitesse de fluide.

Le calcul des échangeurs de chaleur (évaporateur et condenseur) tient compte du type d'écoulement. Le détendeur, constitué par un capillaire jouant également le rôle d'échangeur de chaleur avec la sortie de l'évaporateur, donne lui aussi des résultats satisfaisants.

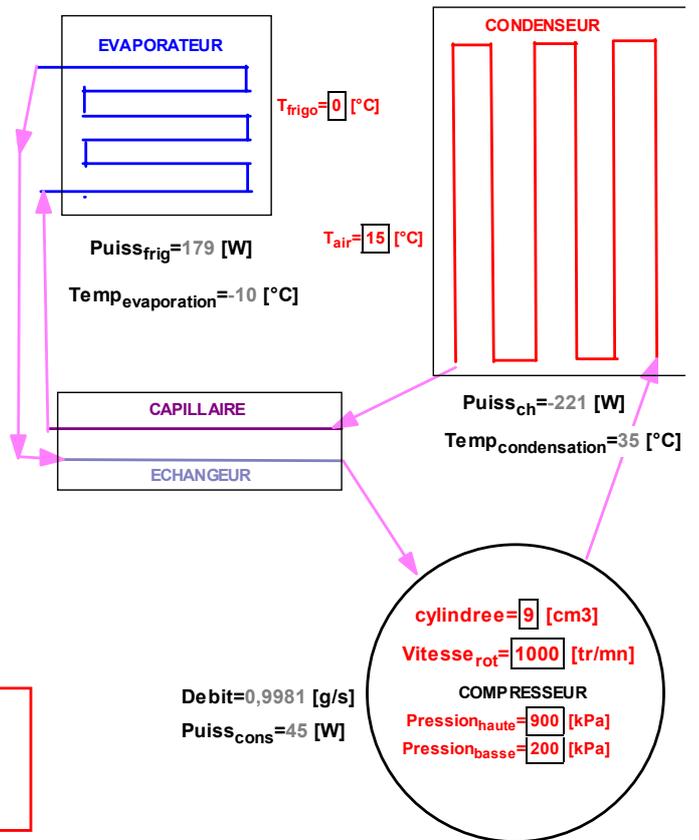
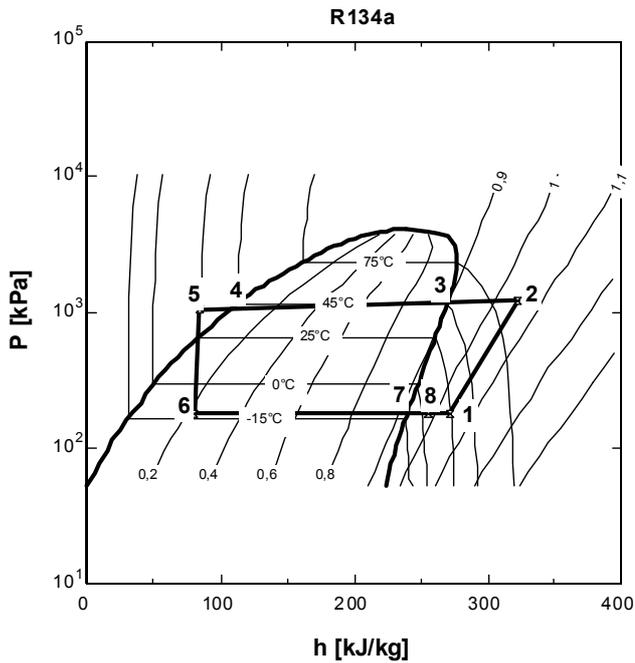
Le modèle du compresseur calcule et utilise les différents rendements.

La modélisation de l'ensemble n'est pas encore terminée : dans l'état actuel, elle ne tient pas encore compte du couplage Capillaire-Echangeur. Les grandeurs d'entrée sont: les températures de la cuisine et du réfrigérateur, la cylindrée et la vitesse de rotation du compresseur. Les pressions haute et basse sont imposées.

Les résultats sont plausibles et encourageants. Nous devons parachever cette modélisation avant de la coupler au modèle d'armoire frigorifique et au modèle d'appartement qui seront réalisés par le logiciel TRNSYS.

## RÉFÉRENCES:

- [1] M.S. Alissi & al " Effects of ambient temperature, ambient humidity and door openings on energy consumption of a household refrigerator-freezer" ASHRAE, Oct 1988
- [2] X. XU " Modélisation dynamique d'un système frigorifique domestique à compression de vapeur" Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Paris, 1996.
- [3] ERA Refrigerator analysis program, Manual report, 1997.
- [4] ASHRAE Handbook of fundamentals, SI Edition, , 1997.
- [5] R.Comolet " Mécanique expérimentale du fluide" Tome 2, Masson, 1994.
- [6] D. Steiner & J.Taborek, " Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model", Heat Transfer Engineering, 1992, Vol 13 N°2.
- [7] M.B.Pate, "Two phase flow in adiabatic tube", Comptes rendus des réunions IIF à Perdue, 1986
- [8] Manuel d'utilisation de EES, <http://www.fchart.com>
- [9] STEYR-DAIMLER-PUCH Engineering System Steyr, Kuli Program, 2001.



**COP<sub>fr</sub> = 3,992**  
**COP<sub>ch</sub> = 4,905**

[a]

[b]

Figure 1 : Principe de fonctionnement d'un système frigorifique à compression de vapeur  
(Les variables imposées sont encadrées)

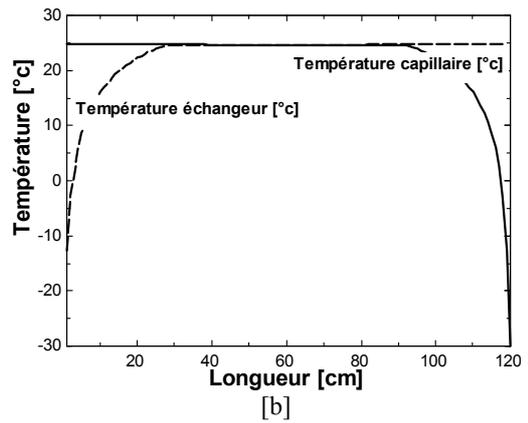
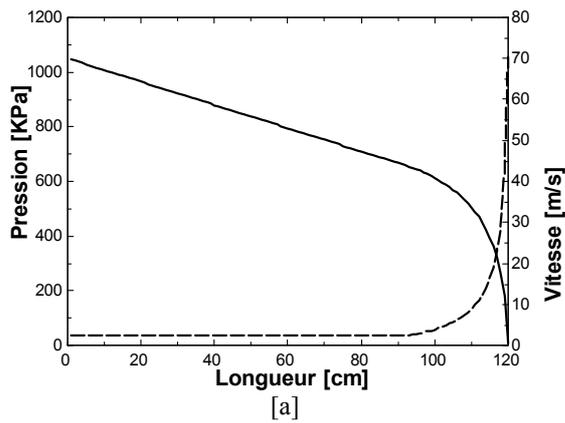


Figure 2 : Variation de la pression et de la vitesse dans le capillaire et évolution de la température dans le couplage capillaire-échangeur

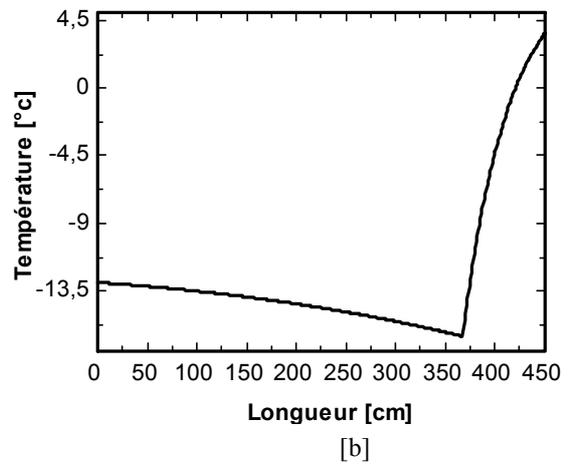
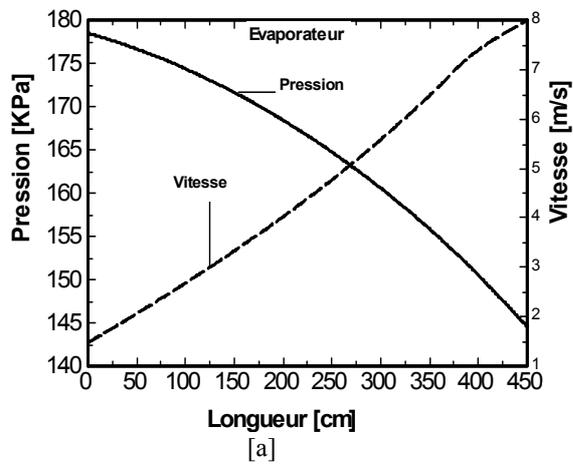


Figure 3 : Variation de la pression et de la vitesse et évolution de la température dans l'évaporateur

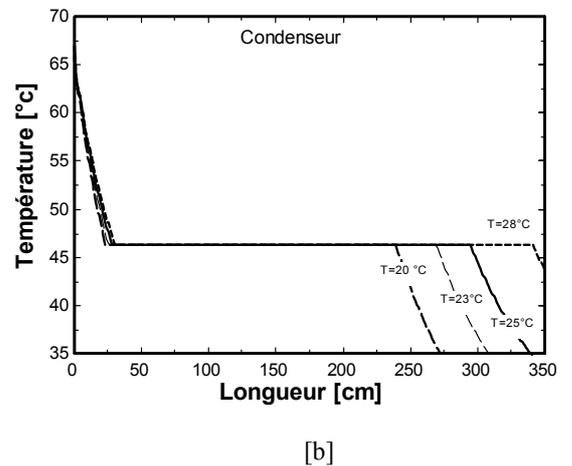
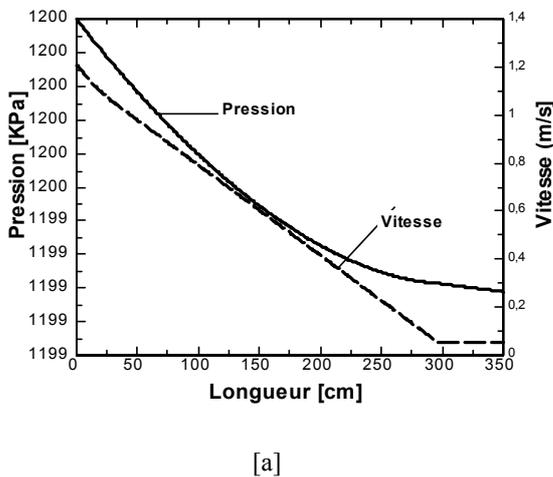


Figure 4: Variation de la pression et de la vitesse dans le condenseur et évolution de la température du fluide pour différentes températures de la cuisine

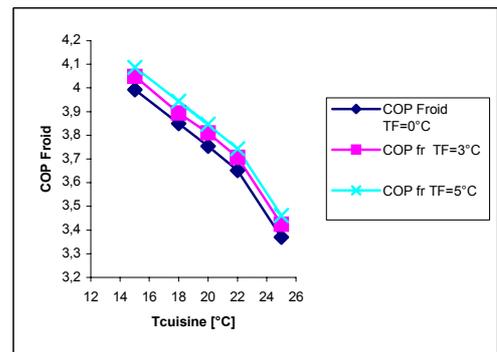
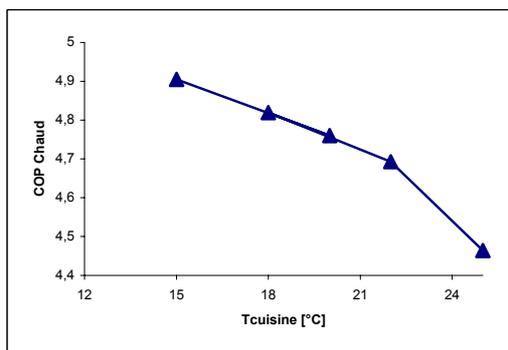


Figure 5 : Variation du COP chaud et du COP froid en fonction de la température de la cuisine