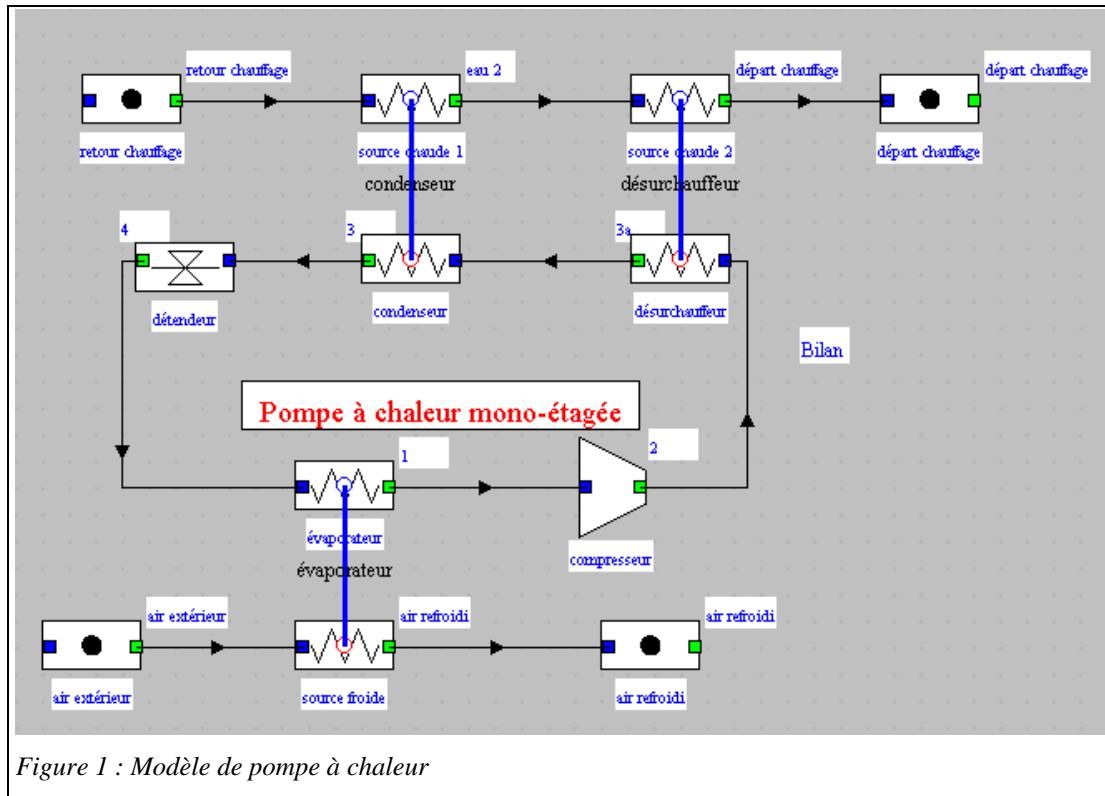


Modèle de pompe à chaleur utilisée pour le chauffage des locaux reparamétrable en fonction de la température extérieure

Le très grand intérêt que présente une pompe à chaleur (PAC) pour chauffer des locaux est qu'au prix d'un travail mécanique de compression modéré, elle permet de fournir à moyenne température une énergie de chauffage plusieurs fois plus importante. Elle permet donc de valoriser l'énergie électrique de bien meilleure manière que le chauffage électrique par effet Joule.



La modélisation dans Thermoptim d'une telle machine ne pose pas de problème particulier : il s'agit d'une variante du cycle de réfrigération simple. Une fois que l'on dispose d'un tel modèle de pompe à chaleur (figure 1), l'une des difficultés est toutefois de savoir comment le reparamétriser quand la température extérieure varie.

Il s'agit d'un problème tout à fait important car les performances d'une PAC dépendent fortement de cette température. De nombreuses questions se posent en effet :

- comment évoluent les pressions d'évaporation et de condensation au cours du temps ;
- comment varie le débit du fluide thermodynamique ;
- quelle loi suit le rendement isentropique du compresseur ;
- quel pincement faut-il considérer dans les échangeurs ?

Ce n'est qu'en répondant de manière vraisemblable à ces questions que l'on peut espérer obtenir des résultats réalistes en terme de performances globales, notamment puissance de chauffage et Coefficient de Performance de la machine COP, rapport de cette puissance de chauffage à la puissance de compression.

Si l'on désire obtenir des réponses rigoureuses à ces questions, on est amené à effectuer ce que nous appelons des études de dimensionnement technologique et de simulation en régime non nominal, qui sont malheureusement très complexes et dépassent de loin ce qu'il est possible de faire dans le cadre de certains enseignements.

La solution que nous avons choisie dans cet exemple consiste à se donner des lois empiriques "vraisemblables" pour un certain nombre de paramètres-clés, et de s'en servir pour reparamétriser le modèle de pompe à chaleur.

Les fichiers correspondants sont téléchargeables sur le portail Thermoptim-UNIT¹.

¹ <http://www.thermoptim.org/sections/enseignement/st2i/pac-variable9998>

1 HYPOTHESES RETENUES

Dans une pompe à chaleur, les deux types de composants qui jouent un rôle fondamental sont le compresseur (que nous supposons volumétrique et dans un premier temps tournant à vitesse constante) et les échangeurs, notamment l'évaporateur et le condenseur, qui reçoivent l'essentiel des charges thermiques, le désurchauffeur dissipant une puissance plus faible.

1.1 Le compresseur

Comme indiqué dans la fiche thématique sur les compresseurs volumétriques, les paramètres-clés de ce type de composant sont son rendement volumétrique, qui représente la fraction de la cylindrée qui est effectivement utilisée, et son rendement isentropique, caractéristique des irréversibilités qui prennent place lors de la compression.

La figure ci-dessus montre l'allure de ces deux grandeurs et de leur rapport en fonction du rapport de compression, c'est-à-dire le rapport de la pression de condensation à la pression d'évaporation.

Le rendement volumétrique est une fonction linéaire décroissante :

$$\lambda = a_0 - a_1 \frac{P_{ref}}{P_{asp}}$$

Le rendement isentropique présente un maximum pour un rapport de compression fixé. Il peut être représenté par une loi du type $y = a + b x + c x^2$, très simple à identifier.

$$\eta_s = K_1 + K_2 \cdot \frac{P_{asp}}{P_{ref}} + K_3 \cdot \left(\frac{P_{asp}}{P_{ref}} \right)^2$$

On notera qu'elle s'exprime linéairement en fonction de l'inverse du rapport de compression et de son carré. Ses paramètres présentent l'intérêt d'avoir un sens physique, puisqu'elle peut se réécrire sous la forme suivante.

$$\eta_s = \eta_{lim} + (\eta_{max} - \eta_{lim}) \cdot \left(2 \left[\tau_{max} \frac{P_{asp}}{P_{ref}} \right] - \left[\tau_{max} \frac{P_{asp}}{P_{ref}} \right]^2 \right)$$

η_{lim} est la valeur asymptotique du rendement isentropique pour les hauts rapports de compression, et η_{max} la valeur maximale du rendement, obtenue pour un rapport de compression égal à τ_{max} .

Connaissant K_1 , K_2 et K_3 , on obtient très facilement ces valeurs :

$$\eta_{lim} = K_1$$

$$\eta_{max} = K_1 - \frac{K_2^2}{4 K_3}$$

$$\tau_{max} = -2 \frac{K_3}{K_2}$$

La figure 3 correspond à $\eta_{lim} = 0,6$, $\eta_{max} = 0,8$, et $\tau_{max} = 3$.

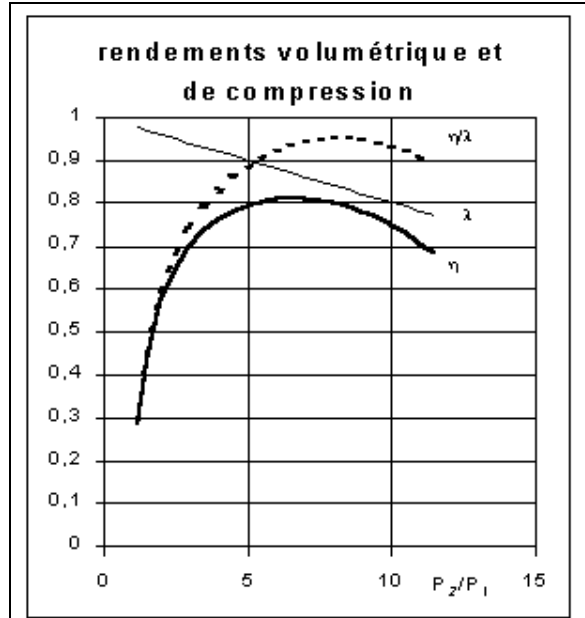


Figure 2 : Rendements volumétrique et isentropique

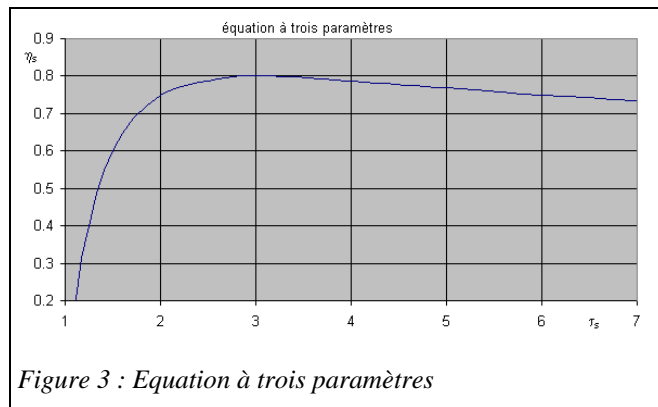


Figure 3 : Equation à trois paramètres

Nous pourrions donc nous donner deux lois pour représenter leur évolution dans le temps, à condition de connaître le rapport de compression.

1.2 Pression d'évaporation

La pression d'évaporation du cycle est déterminée par l'équilibre thermique de l'évaporateur, qui extrait de la chaleur de l'air ambiant. Elle est telle que la température de saturation du fluide frigorigène soit inférieure à la température extérieure, d'une valeur que nous appellerons **pincement froid**, et que nous déterminerons plus loin, dans la section traitant des échangeurs.

1.3 Pression de condensation

La pression de condensation du cycle est déterminée par l'équilibre thermique du condenseur, qui transmet sa puissance thermique au circuit de chauffage. Elle est telle que la température de saturation du fluide frigorigène soit supérieure à la température du circuit de chauffage, d'une valeur que nous appellerons **pincement chaud**, et que nous déterminerons plus loin, dans la section traitant des échangeurs.

1.4 Température du circuit de chauffage

Pour pouvoir chauffer des locaux, on utilise un circuit de chauffage composé d'éléments chauffants (les "radiateurs") qui fournissent une puissance thermique variable en fonction de la température extérieure, pour compenser les pertes thermiques du logement qui en dépendent directement. On peut en première approximation considérer pour cela que la température de départ du circuit de chauffage est fonction linéaire de la température extérieure.

1.5 Récapitulation provisoire

Compte tenu de ce qui vient d'être dit, et en supposant pour le moment connues les valeurs, en fonction de la température extérieure T_{ext} , des pincements chauds et froids P_{inct_c} et P_{inct_f} , nous pouvons opérer comme suit :

- la température de chauffage T_{chauff} est fonction affine de T_{ext} : $T_{chauff} = a T_{ext} + b$;
- la pression de condensation est donnée par la loi de pression saturante du fluide : $P_{cond} = Tsat(T_{chauff} + P_{inct_c})$;
- la pression d'évaporation est donnée par la loi de pression saturante du fluide : $P_{evap} = Tsat(T_{ext} - P_{inct_f})$;
- le rapport de compression RC est donné par : $RC = P_{cond}/P_{evap}$;
- le rendement volumétrique λ_v est donné par : $\lambda_v = a RC + b$;
- le rendement isentropique η_c est donné par une loi plus complexe, en pratique du second degré en fonction de $1/RC$: $\eta_c = a + b/RC + c/RC/RC$.

1.6 Débit de frigorigène

Le débit m_{compr} d'un compresseur volumétrique est fonction de nombreux paramètres, mais peut in fine s'exprimer comme proportionnel au rendement volumétrique λ_v et inversement proportionnel au volume massique du fluide à l'aspiration $V1$: $m_{compr} = K \lambda_v / V1$.

1.7 Echangeurs de chaleur

Le comportement en régime non-nominal d'échangeurs de chaleur comme l'évaporateur ou le condenseur-désurchauffeur est assez complexe à modéliser, aussi n'essaierons-nous pas de le faire de manière détaillée. Nous nous contenterons de partir du bilan thermique global de l'échangeur, qui exprime que la puissance thermique P transmise est proportionnelle à l'écart de température entre les deux fluides ΔT et au produit de la surface d'échange A par le coefficient d'échange thermique global U : $P = UA \Delta T$.

U varie mais peu en fonction de T_{ext} et davantage en fonction de m_{compr} , mais nous le considérerons constant en première approximation. A est bien sûr constant, et cette équation se réécrit sous la forme : $\Delta T = P/UA$.

Dans le condenseur et l'évaporateur, d'une part la température du fluide frigorigène reste constante, et d'autre part les débits de l'air et du fluide de chauffage (de l'eau) sont importants, de telle sorte que leur température varie peu. Delta T représente donc le pincement chaud ou froid selon le cas.

Sa valeur dépend donc de la puissance thermique échangée, de telle sorte que cette équation introduit un couplage entre les hypothèses et les résultats. Nous pouvons simplifier les choses en considérant que la puissance thermique est une fonction croissante de la température extérieure, et en faisant l'hypothèse que les deux pincements sont des fonctions affines de Text.

Les deux dernières équations de notre modèle deviennent :

- $P_{\text{inct_c}} = a + b \text{ Text}$;
- $P_{\text{inct_f}} = a + b \text{ Text}$.

1.8 Equations retenues

Nous avons ainsi mis en évidence neuf équations permettant de calculer les paramètres du modèle de pompe à chaleur en fonction de la température extérieure. Il suffit pour pouvoir exploiter le modèle de créer un pilote dont la seule entrée est Text, qui vient ensuite mettre à jour tous les paramètres et recalculer le cycle.

Simulateur de pompe à chaleur

température air (°C)

Calculer

P compr. (kW)	<input type="text" value="8.533"/>
P chauffage (kW)	<input type="text" value="17.025"/>
COP	<input type="text" value="1.996"/>
T chauffage (°C)	<input type="text" value="64.000"/>
P évaporation (bar)	<input type="text" value="1.065"/>
Pcond (bar)	<input type="text" value="22.155"/>
T2 (°C)	<input type="text" value="100.929"/>
eta_c	<input type="text" value="0.78584"/>

Figure 4 : Interface de la classe externe

Bien évidemment, les valeurs des coefficients a, b, et c diffèrent d'une équation à l'autre et doivent être judicieusement choisis. Les équations que nous avons retenues sont les suivantes :

- $T_{\text{chauff}} = 52 - 0,6 \text{ Text}$ (cette valeur pourrait être abaissée. Elle correspond à un circuit de chauffage classique) ;
- $P_{\text{inct_c}} = 12 + 0,2 \text{ Text}$ (nous discuterons plus loin de cette valeur) ;
- $P_{\text{inct_f}} = 9 + 0,2 \text{ Text}$ (nous discuterons plus loin de cette valeur) ;
- $P_{\text{cond}} = T_{\text{sat}}(T_{\text{chauff}} + P_{\text{inct_c}})$;
- $P_{\text{evap}} = T_{\text{sat}}(\text{Text} - P_{\text{inct_f}})$;
- $RC = P_{\text{cond}}/P_{\text{evap}}$;
- $\lambda_{\text{v}} = 0,85 - 0,01 \text{ RC}$ (valeur tout à fait classique) ;
- $\eta_{\text{c}} = 0,65 + 3,5/RC - 14/RC/RC$ (maximum 0,87 pour $RC = 8$, valeur limite 0,65).

Pour éviter des problèmes de convergence dans le calcul, et notamment des inversions de température au niveau des échangeurs de chaleur, les modifications des paramètres sont effectuées de manière progressive.

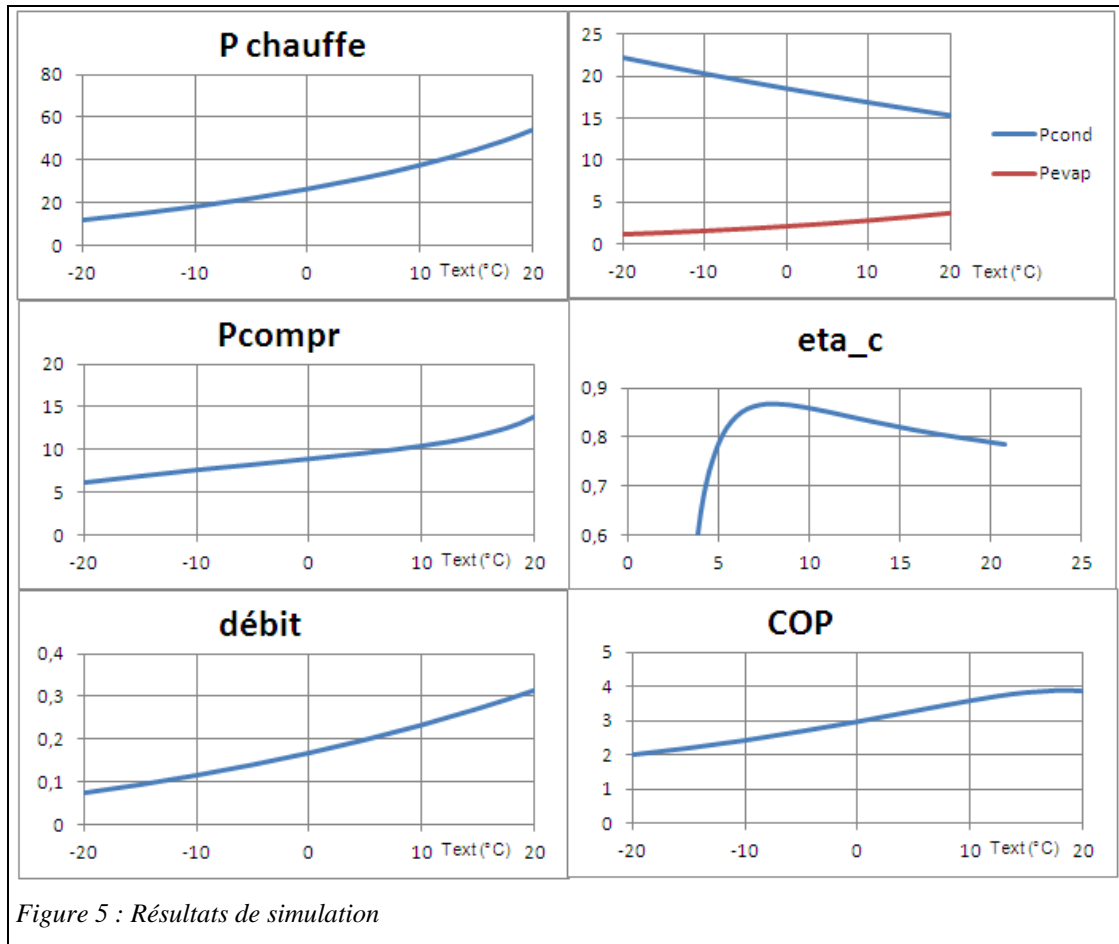
La classe externe PilotePAC_f_Text.java, dont le code dans la liste des pilotes est "PAC f(Text)", permet d'effectuer ces reparamétrages. Son interface est donnée figure 4.

Elle a de plus été écrite pour pouvoir être émulée à partir d'un client externe dans le cadre d'un fonctionnement de Thermoptim en réseau comme expliqué section 3.

2 Résultats obtenus

Une fois le pilote réalisé, il est très facile de faire varier la température extérieure pour obtenir les évolutions des principales grandeurs. Elles peuvent être exploitées avec la macro Excel de post-traitement des fichiers de simulation de Thermoptim présentée au tome 1 du manuel de référence du logiciel. Il suffit pour cela de

sauvegarder le fichier de projet sous un nom différent après chaque simulation, puis de charger ces fichiers dans la macro et d'en extraire les valeurs intéressantes.

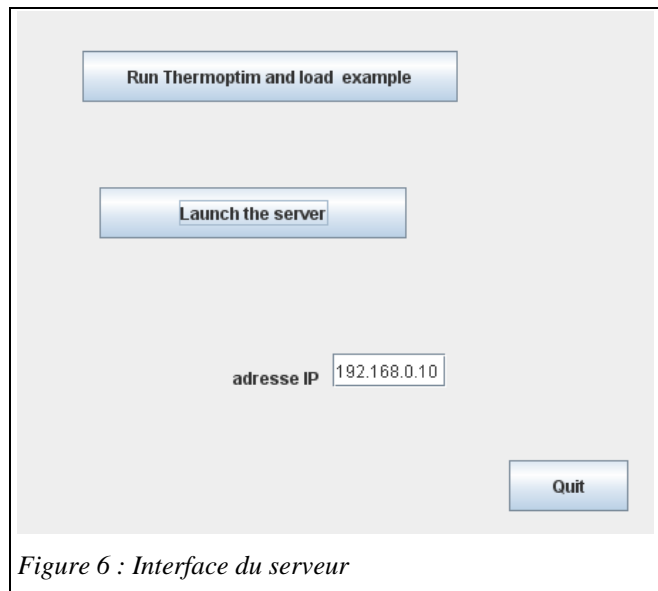


La figure 5 montre, en fonction de Text, les évolutions de la puissance de chauffage, des pressions d'évaporation et de condensation, du travail consommé par le compresseur et de son rendement isentropique, du débit de frigorigène, et du COP.

3 Utilisation en mode client-serveur

Pour différentes raisons, il peut être intéressant d'utiliser Thermoptim à travers un réseau, à des fins didactiques, ou bien pour associer à un contrôleur (une régulation) un modèle thermodynamique détaillé, par exemple coupler à un régulateur de chauffage notre modèle de pompe à chaleur.

Dans cette section, nous nous contenterons de montrer comment utiliser le pilote en l'émulant depuis un client.



Le lancement du serveur se fait par EmulatorServerExec.jar, qui fait appel à EmulatorServer.zip, qui contient les bibliothèques de base. Ces deux fichiers doivent être placés dans le répertoire d'installation de Thermoptim.

L'interface qui est créée est donnée figure 6. Cliquez sur le bouton "Lancer le serveur". Son adresse IP est affichée et il attend une connexion.

Lancez alors le client, ce qui affiche l'écran de la figure 7, et cliquez successivement sur les boutons en caractère gras, dans l'ordre indiqué :

- 1) connexion serveur Thermoptim établit la connexion initiale. Si nécessaire, recopiez l'adresse IP dans le champ où apparaît 127.0.0.1 dans l'image ci-dessous ;
- 2) Lancement de Thermoptim ouvre Thermoptim et charge le projet spécifié.

Vous pouvez alors commencer à émuler le projet en changeant son paramétrage. Dans le cas de cet exemple, vous pouvez modifier la température extérieure, en entrant la valeur désirée dans la champ Text (°C). Attention à choisir une valeur pas trop éloignée de celle du modèle, faute de quoi des problèmes de convergence peuvent apparaître, se traduisant par des messages dans les écrans de Thermoptim.

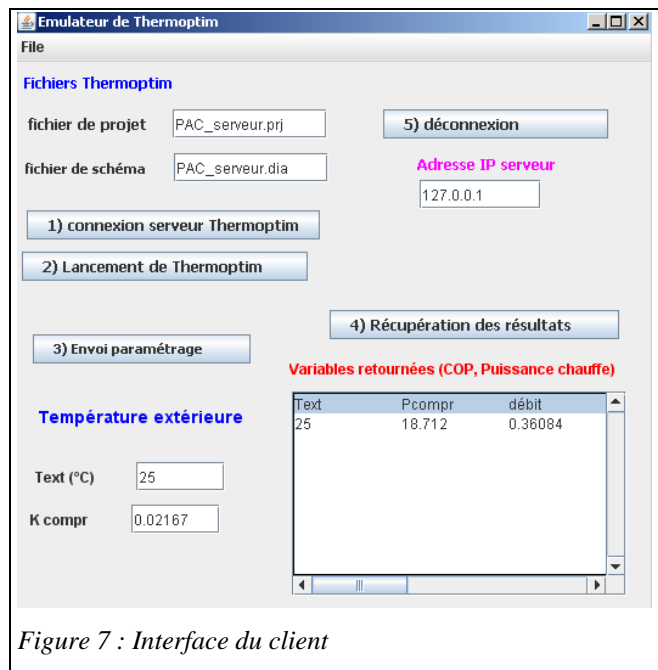


Figure 7 : Interface du client

Une fois la valeur de Text entrée, cliquez successivement sur :

- 3) Envoi paramétrage, qui transmet au serveur la nouvelle valeur de Text, puis effectue les calculs ;
- 4) Récupération des résultats qui charge dans la zone de texte les résultats des calculs.

Vous pouvez alors effectuer un copier-coller de ces valeurs dans un tableur pour les exploiter.

Itérez autant que nécessaire entre les opérations 3 et 4.

Vous pouvez relancer Thermoptim en utilisant le bouton 2) Lancement de Thermoptim. Les fichiers de projet et de schéma indiqués dans l'interface seront alors chargés. Bien sûr, le pilotage n'a de sens que si les données envoyées par le client sont bien celles que le pilote attend.

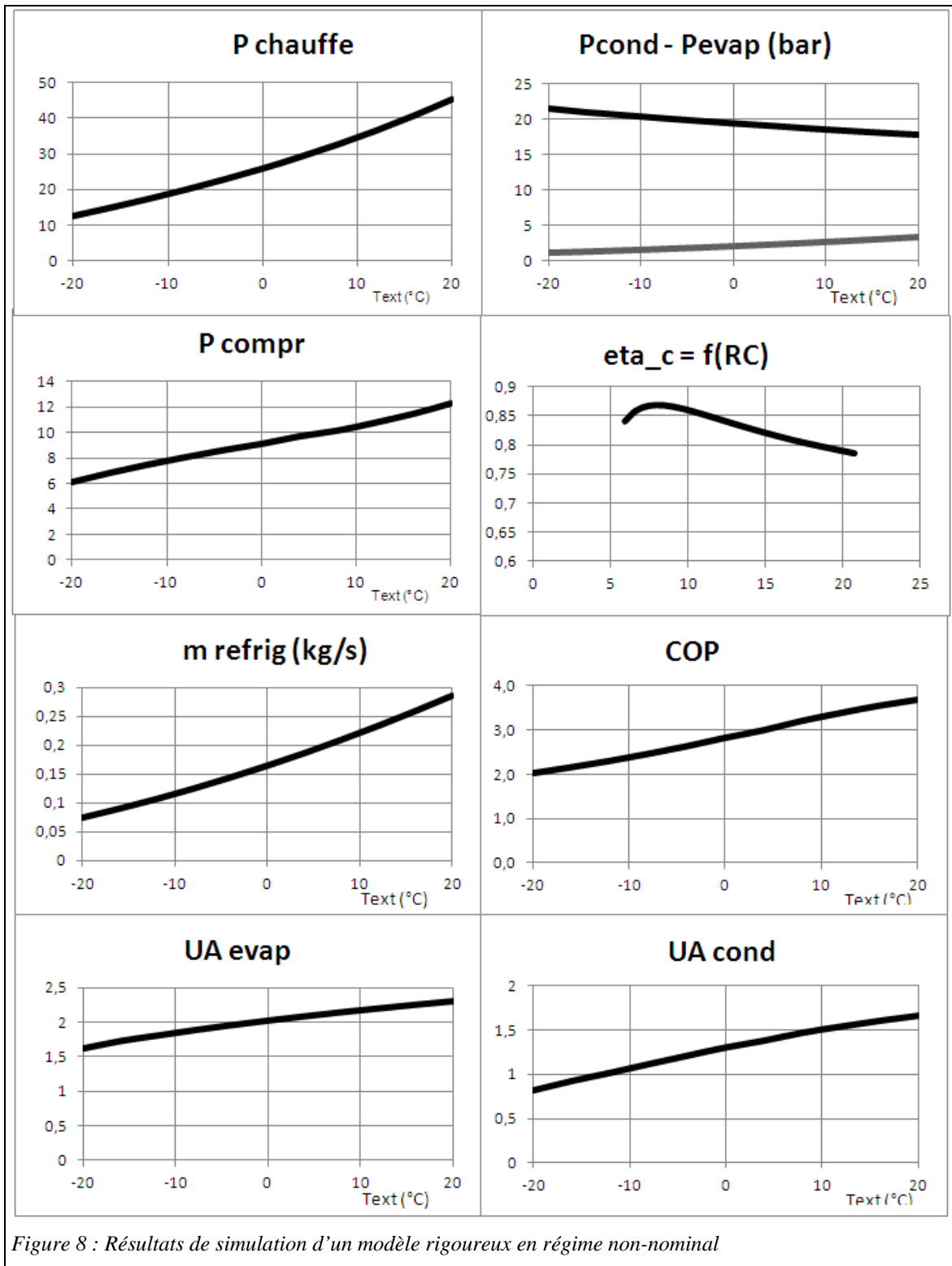
Dans le cas de cet exemple, K compr est un paramètre qui permet de faire varier la capacité du compresseur, et donc la puissance de chauffage.

Les fichiers correspondants (y compris ceux du modèle de la pompe à chaleur) sont téléchargeables sur le portail Thermoptim-UNIT².

4 COMPARAISON AVEC UN MODELE PLUS RIGOREUX

La figure 8 donne les résultats obtenus avec un modèle rigoureux en régime non-nominal, paramétré de manière proche. Il montre que l'allure des phénomènes était déjà bien représentée par le premier modèle, même si des différences existent pour plusieurs paramètres. Les deux courbes du bas montrent l'évolution des produits UA des deux échangeurs, qui ne sont pas constants comme nous l'avons supposé, mais varient d'un facteur proche de 2, du fait de l'influence de la température et surtout du débit de frigorigène.

² <http://www.thermoptim.org/sections/logiciels/thermoptim/ressources/client-serveur>



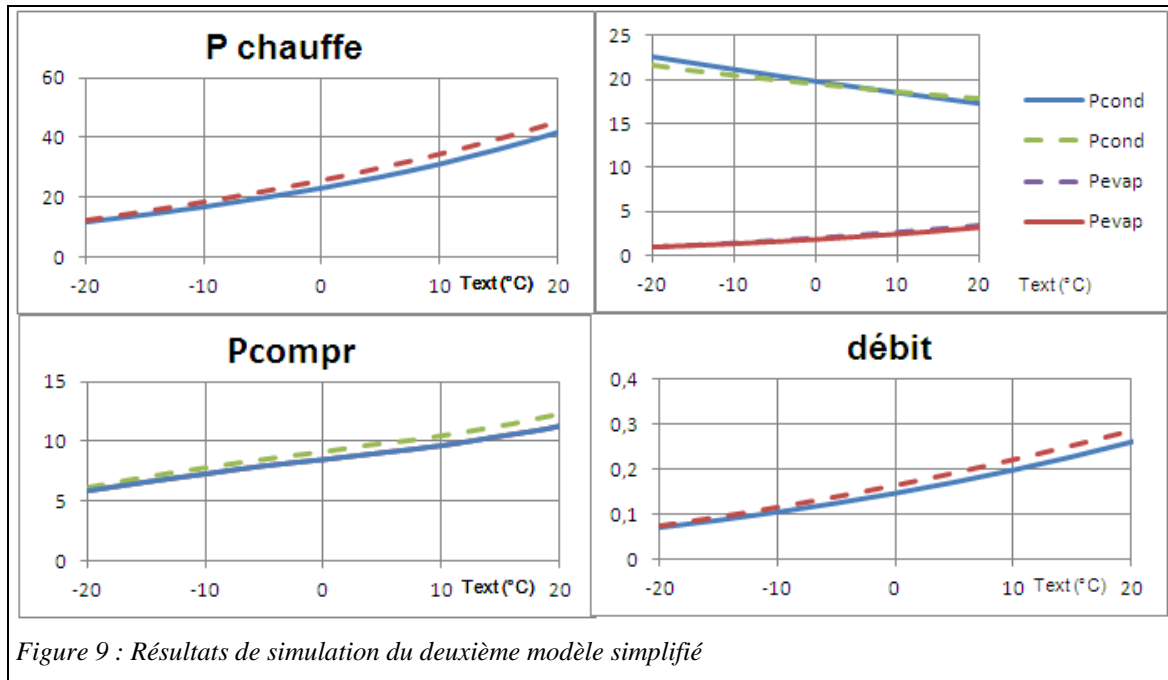
Il est possible de modifier le modèle simplifié pour tenir compte de ce phénomène, ce qui conduit à des résultats beaucoup plus proches de ceux du modèle rigoureux.

Nous avons pour cela simplement changé légèrement les valeurs des pincements :

- $P_{inct_c} = 15 + 0,3 T_{ext}$;
- $P_{inct_f} = 12 + 0,3 T_{ext}$.

Sur la figure 9, les résultats du modèle rigoureux sont en pointillés, et ceux de notre deuxième modèle simplifié en traits pleins. Nous n'avons pas représenté la courbe du rendement isentropique, la même par construction, ni celle du COP, les deux étant quasiment superposées.

Quelques écarts subsistent encore, notamment sur les puissances de compression et de chauffe et sur le débit pour T_{ext} élevée, mais ils sont beaucoup plus faibles qu'avec le premier modèle.



Le modèle simplifié est beaucoup plus stable numériquement que le modèle rigoureux, ainsi que beaucoup plus rapide en temps de calcul.

5 INTERPRÉTATION DES RESULTATS

L'interprétation de ces résultats est particulièrement intéressante, comme nous allons le voir. Tout le monde ou presque sait en effet que les performances d'une pompe à chaleur utilisée pour le chauffage des locaux se dégradent lorsque la température baisse, du fait de l'écart de température croissant entre les sources chaude et froide avec lesquelles échange la machine, mais peu savent précisément comment évoluent ses paramètres de fonctionnement.

5.1 Variation du débit-masse

L'un des points les plus remarquables est la très forte variation du débit de frigorigène, qui varie dans cet exemple d'un facteur 1 à 3 environ. Deux phénomènes se conjuguent (figure 10) :

- le débit volumétrique augmente légèrement avec T_{ext} , du fait de la réduction du rapport de compression, qui influe directement sur le rendement volumétrique ;
- la masse volumique à l'aspiration est fonction décroissante de P_{evap} , et donc croissante de T_{ext} .

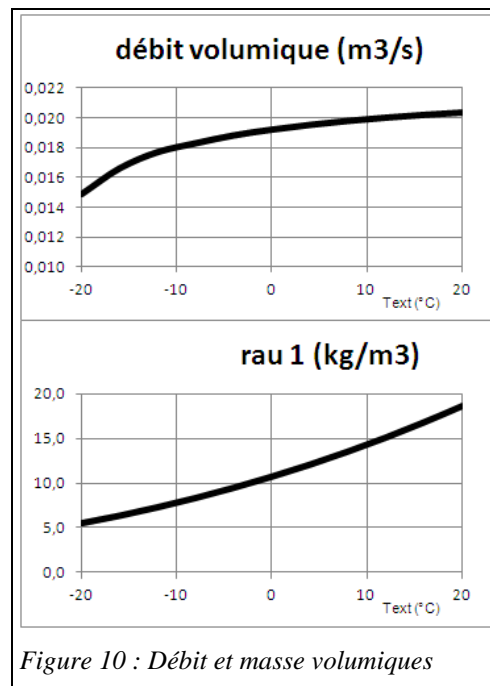


Figure 10 : Débit et masse volumiques

Il en résulte que la masse de frigorigène aspirée par le compresseur diminue fortement lorsque T_{ext} baisse, ce qui a un impact considérable sur la puissance de la machine.

Il est cependant possible d'y remédier si le compresseur est muni d'un variateur de vitesse, en augmentant la vitesse de rotation à basse température, mais cela demande un investissement supplémentaire, justifié pour les machines de forte puissance mais pas nécessairement pour les autres. De plus, cela induit des pertes supplémentaires.

5.2 Variation des efficacités des échangeurs de chaleur

Un second phénomène mérite quelques explications complémentaires. Dans l'examen des hypothèses, nous avons rapidement mentionné que, la puissance thermique variant en fonction de T_{ext} , le pincement dans les échangeurs doit s'adapter.

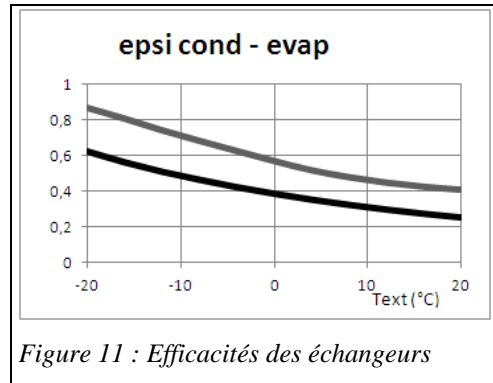


Figure 11 : Efficacités des échangeurs

La figure 11 montre les valeurs des efficacités des deux échangeurs, la courbe du haut étant celle du condenseur.

bilan enthalpique				bilan exergétique				
évolution	dh	τ	Q	Tk	dxq	dxh	dxhi	% pertes globales
compresseur	5,9	5,9				5,0	0,9	29,58%
désurchauffeur	-2,9		-2,9	337,2	-0,7	-0,8	0,1	3,57%
condenseur	-8,7		-8,7	337,2	-2,2	-2,3	0,2	5,41%
évaporateur	5,6		5,6	253,2	0,0	-0,1	0,1	4,42%
détendeur	0,0	0,0				-1,8	1,8	57,01%
cycle	0,0	5,9	-5,9			0,0	3,1	100,0%
				sigma(xq+)		0		
				sigma(tau+)		5,94		
rendement énergétique (COP)		1,94	rendement exergétique		48,30%			

Figure 12 : Bilan exergétique pour $T_{ext} = -20\text{ °C}$

Alors que l'évolution du débit en fonction de T_{ext} jouait dans le mauvais sens, celle des efficacités vient compenser partiellement la baisse des performances de la machine lorsque la température extérieure diminue. Même si le COP de la machine augmente avec T_{ext} , ses performances internes se dégradent.

L'étude du bilan exergétique de la pompe à chaleur (figure 12) montre en effet que son rendement exergétique chute (figure 13) lorsque T_{ext} augmente.

5.3 Remarques complémentaires

Dans cette étude, nous avons considéré un circuit de chauffage classique à relativement haute température (64 °C pour $T_{ext} = -20\text{ °C}$), cela afin que les amplitudes de variation des paramètres soit assez importantes. Il est clair qu'une utilisation avec des planchers chauffants à basse température conduirait à des évolutions plus faibles des performances de la machine.

De la même manière, si nous avons considéré une pompe à chaleur « géothermique » dont l'évaporateur est enterré, les variations de la température de la source froide auraient été beaucoup plus réduites.

6 FICHIERS UTILISES

Le premier modèle est implémenté dans la classe externe PilotePAC_f_Text.java, dont le code dans la liste des pilotes est "PAC f(Text)", et le second dans la classe PilotePAC_f_Text2.java, dont le code dans la liste des pilotes est "PAC f(Text) 2".

Les fichiers de projet sont respectivement PAC_serveur.prj et PAC_serveur2.prj, et le fichier de schéma, le même pour les deux modèles, est PAC_serveur.dia.

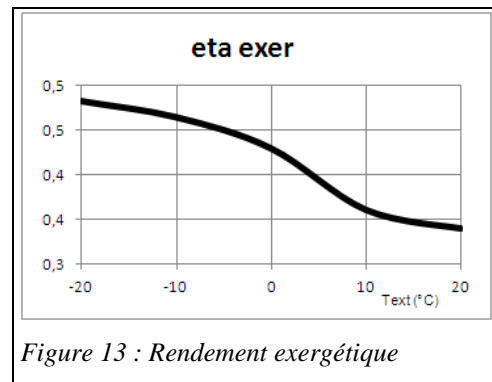


Figure 13 : Rendement exergétique