

PRESENTATION PEDAGOGIQUE ALLEGEE DES POMPES A CHALEUR

L'objectif de cette note est d'introduire les notions essentielles qu'il importe de bien présenter aux élèves pour qu'ils puissent comprendre et étudier le cycle d'une technologie énergétique de base : la pompe à chaleur.

Il s'agit d'une machine thermique dite réceptrice, destinée à rehausser le niveau température d'une source de chaleur « gratuite » grâce à un apport d'énergie mécanique.

Nous parlons de présentation pédagogique allégée car nous cherchons à limiter le plus possible le bagage en mathématique et physique nécessaire à la compréhension de cycle, notre objectif étant de le rendre accessible à des élèves peu familiers avec le langage des spécialistes de la thermodynamique. Nous montrerons en particulier que l'on peut tout à fait présenter l'essentiel des notions sans faire appel à une grandeur qui peut être difficile à bien maîtriser, l'entropie.

Dans cette note, nous présentons une séquence des notions que notre pratique pédagogique et de nombreux échanges avec des collègues nous ont montré faciliter la compréhension des élèves, sans détailler à chaque étape l'ensemble des activités qui peuvent être menées avec eux pour introduire chacune de ces notions et les mettre en pratique. Il s'agit donc plus d'une sorte de fil d'Ariane pédagogique d'ensemble, que chaque enseignant pourra affiner en fonction de ses propres objectifs pédagogiques et du niveau de ses élèves.

Une annexe propose un certain nombre d'activités complémentaires.

Sur le plan technologique, nous nous sommes limités à quelques indications générales. Le lecteur trouvera des compléments sur le portail Thermoptim-UNIT (www.thermoptim.org) ou dans l'ouvrage cité en référence.

Signalons enfin que cette note constitue un sous-ensemble d'un document plus complet sur la présentation allégée des cycles thermodynamiques élémentaires¹, qui traite aussi des centrales à vapeur et des turbines à gaz, dont nous avons supprimé tout ce qui concerne les turbines. Le nombre de fonctions élémentaires et des évolutions de référence passe ainsi de quatre à trois.

Commençons par une brève description du fonctionnement et de l'architecture de cette machine.

1 Principe et architecture de la pompe à chaleur

Considérons une situation où l'on dispose simultanément de besoins thermiques à moyenne température (par exemple 50 °C), et d'une source de chaleur « gratuite » à une température légèrement inférieure à celle des besoins (par exemple 10 °C).

¹<http://www.thermoptim.org/sections/enseignement/pedagogie/presentation-pedagogique>

Le principe (figure 1.1) consiste à évaporer un fluide frigorigène à basse pression (et donc basse température), dans un échangeur en contact avec la source froide. Pour cela, il faut que la température T_{evap} du fluide frigorigène soit inférieure à celle T_{sf} de la source froide. Le fluide est ensuite comprimé à une pression telle que sa température de condensation T_{cond} soit supérieure à la température des besoins T_b . Il est alors possible de refroidir le fluide par échange thermique avec ces besoins, jusqu'à ce qu'il devienne liquide. Le liquide est ensuite détendu par laminage isenthalpique jusqu'à la basse pression, et dirigé dans l'évaporateur. Le cycle est ainsi refermé.

La figure 1.2 illustre les transferts enthalpiques qui prennent place dans l'installation. Les petites flèches dirigées vers le bas représentent les échanges thermiques, qui, comme on le voit, respectent bien le second principe de la thermodynamique : la chaleur s'écoule des zones chaudes vers les zones plus froides. La longue flèche ascendante représente l'apport enthalpique au compresseur, qui permet de relever le niveau de température du fluide (attention : les quantités de chaleur ne sont pas proportionnelles à la longueur des flèches).

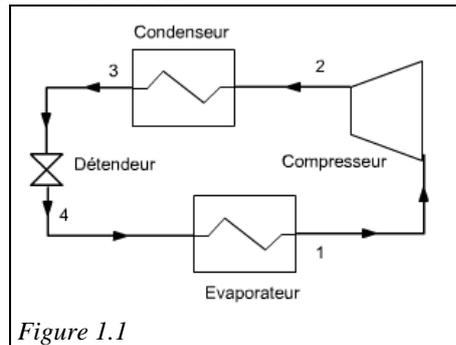


Figure 1.1

L'efficacité d'un tel cycle est définie selon la règle générale, comme le rapport de l'énergie utile à l'énergie payante. C'est donc le rapport de la chaleur extraite au condenseur au travail de compression. Étant donné que sa valeur est généralement supérieure à 1, on préfère parler de Coefficient de Performance ou COP.

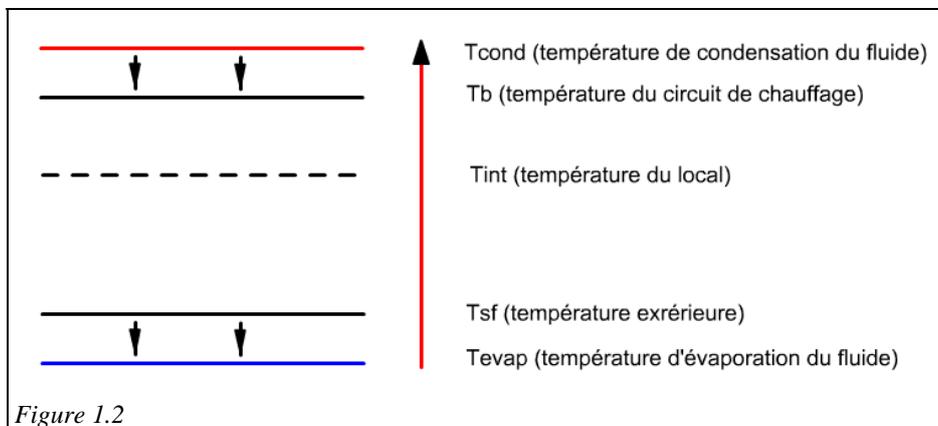


Figure 1.2

Les pompes à chaleur permettent ainsi de rehausser le niveau de température d'une source froide avec un excellent rendement, dans la mesure où l'écart de température n'est pas trop important.

Ce mode de chauffage est très séduisant si l'on dispose d'une source de chaleur gratuite à un niveau de température suffisant. Pour le chauffage des locaux, il présente cependant un inconvénient : le COP baisse au fur et à mesure que les besoins de chauffage augmentent, car l'écart de température entre la source froide et le chauffage croît simultanément.

Les domaines d'utilisation des pompes à chaleur dans l'industrie sont les suivants, T_e et T_c étant respectivement les températures d'évaporation et de condensation :

- $T_e < 20\text{ °C}$, $T_c < 80\text{ °C}$: ce sont des pompes à chaleur classiques standard, commercialisées et disponibles sur catalogue ;
- $20\text{ °C} < T_e < 80\text{ °C}$, $T_c < 130\text{ °C}$: il s'agit ici de pompes à chaleur spécifiques, quoique dérivées du matériel frigorifique, mais adaptées à des températures de fonctionnement plus élevées ;
- pour des températures plus élevées, ce type de matériel ne convient plus. La compression mécanique de vapeur étudiée section 10.2 peut être une solution, si la source froide se présente sous forme de vapeur.

Les compresseurs utilisés en pratique sont de trois types : à piston ($P < 200\text{ kW}$), à vis ($100\text{ kW} < P < 1\text{ MW}$), ou centrifuges ($P > 800\text{ kW}$).

Actuellement, les principaux débouchés des pompes à chaleur dans l'industrie concernent le séchage des produits thermosensibles ou à migration d'humidité lente, et la récupération d'énergie dans les usines où existent des besoins simultanés et comparables de chaud et de froid.

Considérons le cas d'une pompe à chaleur utilisée pour le chauffage des locaux.

L'évaporateur peut être réalisé de différentes façons en fonction de la source froide utilisée. S'il s'agit de l'air extérieur, c'est souvent une batterie de tubes à ailettes parcourus à l'intérieur par le fluide thermodynamique, et à l'extérieur par l'air. S'il s'agit d'un cours d'eau, cela peut être un échangeur à plaques, à tubes et calandre, ou simplement un serpentin co-axial. Cet évaporateur est relié au reste de la machine par deux canalisations qui traversent les murs du logement. L'une d'entre elles est reliée à l'aspiration du compresseur, l'autre au détendeur.

Le condenseur est l'échangeur de chaleur qui permet de transférer au système de chauffage la chaleur extraite à l'environnement. Il peut lui aussi être un échangeur à plaques, à tubes et calandre, ou bien un serpentin co-axial. Il est relié à la sortie du compresseur et au détendeur.

Le plus souvent, le compresseur n'est pas directement visible car il est contenu dans un bloc métallique monté sur des coussins en caoutchouc, pour éviter les vibrations, d'où sortent un fil électrique et deux tuyaux d'entrée et sortie du fluide. Il s'agit d'un compresseur dit hermétique, à piston, qui présente l'avantage que le moteur est directement refroidi et lubrifié par le fluide thermodynamique, ce qui permet de se passer d'huile.

Le détendeur est généralement constitué d'un simple tube capillaire, et quelquefois il s'agit d'un détendeur thermostatique.

2 Trois fonctions élémentaires

Les développements qui sont présentés dans cette section ont pour principal intérêt de décrire les fonctionnalités des composants mis en jeu dans une pompe à chaleur, composants que l'on retrouve dans d'autres machines thermiques.

Une telle machine est traversée par un fluide thermodynamique, souvent appelé réfrigérant, qui parcourt un cycle fermé bien que chaque composant constitue un système ouvert.

Ce qui est particulièrement remarquable, c'est que, même si les solutions techniques mises en œuvre peuvent être très variées, ce fluide n'est soumis qu'à trois types de transformations distinctes :

- une compression ;
- une détente sans production de travail ;
- des changements de température (échauffements et refroidissements).

Trois fonctionnalités seulement suffisent ainsi à décrire le fonctionnement de cette machine.

- la compression est réalisée le fluide étant gazeux ;
- la détente sans production de travail prend place dans une vanne ou détendeur ;
- les échauffements et refroidissements sont effectués dans des échangeurs de chaleur.

Ce qui précède montre l'intérêt que peut à ce stade présenter une analyse fonctionnelle de la pompe à chaleur, permettant en particulier de bien montrer aux élèves que les fonctions à assurer sont les mêmes, quelles que soient les solutions technologiques retenues pour les assurer.

Notons enfin, et ceci est très important en pratique, que l'écoulement des fluides qui traversent ces composants s'effectue soit de manière cyclique dans le compresseur, soit en continu dans les autres.

Dans ce qui suit, nous montrerons comment caractériser ces transformations sur le plan thermodynamique. Pour cela nous nous intéresserons à une petite quantité de fluide et nous chercherons à déterminer l'évolution de ses propriétés thermodynamiques au cours de ces transformations. Sur le plan pratique, il suffit de connaître ce que l'on appelle son état à l'entrée et à la sortie des composants pour en déduire les performances de la machine complète.

3 Notions de système thermodynamique et d'état

Il est à ce stade nécessaire d'introduire la notion de **système thermodynamique**, qui représente une telle quantité de matière isolée de ce que l'on appelle **l'environnement** par une **frontière** réelle ou fictive. Cette notion de système est très générale en physique et se retrouve notamment en mécanique.

La notion **d'état d'un système** représente "l'information minimale nécessaire à la détermination de son comportement futur". Cet état est défini par ce que l'on appelle un

jeu de variables d'état permettant de complètement caractériser ce système à un instant donné.

En mécanique, les grandeurs de position et la vitesse déterminent l'état d'un système.

Pour la thermodynamique, il existe bien évidemment plusieurs ensembles répondant à cette définition. Les plus utilisés dans la littérature sont les couples suivants : (pression, température), (pression, volume), (température, volume).

Une **fonction d'état** est une grandeur dont la valeur ne dépend que de l'état du système, et non pas de son histoire.

En thermodynamique, on est plus précisément amené à distinguer deux types de systèmes : les **systèmes fermés**, qui n'échangent pas de matière avec l'environnement, et les **systèmes ouverts** qui en échangent.

La présentation qui a été faite précédemment du fonctionnement des composants qui interviennent dans les machines que nous désirons étudier a montré qu'ils opèrent en système ouvert, étant tous traversés par des fluides.

Cette distinction est importante car les propriétés thermodynamiques ne s'expriment pas de la même manière en système fermé et en système ouvert.

4 Echanges d'énergie entre un système thermodynamique et l'environnement

Il est fondamental de bien noter que les systèmes thermodynamiques mis en jeu dans les composants qui nous intéressent n'échangent de l'énergie avec l'environnement que sous **deux** formes bien distinctes :

- de la chaleur, par échange thermique aux frontières du système. Elle est généralement notée Q ;
- du travail, par action des forces de pression sur ces frontières, le travail des forces de pesanteur pouvant être négligé. Ce travail est généralement noté W en système fermé, et τ en système ouvert.

On peut par ailleurs assez facilement montrer que, pour une évolution élémentaire, en système ouvert, τ et Q sont donnés par les expressions suivantes :

$$\delta\tau = v dP$$

$$\delta Q = C_p dT - v dP$$

Cette dernière relation exprime simplement un fait expérimental essentiel, base de la thermodynamique des fluides compressibles : la chaleur δQ échangée avec l'extérieur se traduit par une modification linéaire de l'état thermodynamique du système.

5 Conservation de l'énergie : premier principe de la thermodynamique

La loi fondamentale qui gouverne le comportement des systèmes thermodynamiques est celle de la conservation de l'énergie, connue sous le nom de premier principe.

Elle s'exprime, pour un système fermé, sous la forme suivante : l'énergie contenue dans un système isolé ou qui évolue selon un cycle fermé reste constante, quelles que soient

les transformations qu'il subit. Les différentes formes que peut prendre l'énergie d'un système : énergie mécanique, énergie calorifique, énergie potentielle, énergie cinétique... sont ainsi toutes équivalentes entre elles au sens du premier principe. Dans notre cas rappelons-le, seuls la chaleur et le travail seront pris en compte.

Appelant W le travail des forces de pression extérieures et Q la chaleur échangée avec l'environnement et en négligeant les énergies cinétiques mises en jeu, le premier principe peut s'écrire pour un système fermé sous la forme :

$$\Delta u = W + Q$$

u est une grandeur appelée **énergie interne** massique du système. C'est une fonction d'état.

Sous cette forme, cette loi est très intuitive et facilement acceptée par les élèves : c'est une loi de conservation qui stipule que l'énergie ne se perd ni se crée, tout comme la masse.

L'énergie interne n'a cependant de sens que si le système est fermé, et demande à être généralisée lorsqu'on s'intéresse à un système cyclique dans lequel entre et/ou d'où sort de la matière.

Le principe du raisonnement consiste à suivre l'évolution d'un volume de contrôle fermé, et à calculer le travail des forces externes qui s'exerce pendant un cycle sur l'ensemble de ses frontières, en distinguant les sections de passage des fluides (A_1 et A_2 au temps t_0 , devenant B_1 et B_2 au temps $t_0 + \Delta t$ dans la figure 5.1), les parois fixes, qui bien évidemment ne produisent ni ne reçoivent aucun travail, et les parois mobiles, au niveau desquelles s'exerce un certain travail τ , que l'on appelle "**travail utile**".

On peut montrer que, pour des machines cycliques, ce qui est bien le cas de celles qui interviennent dans les cycles que nous étudions, ce travail appelé travail de transvasement, est égal à $-\Delta(Pv)$.

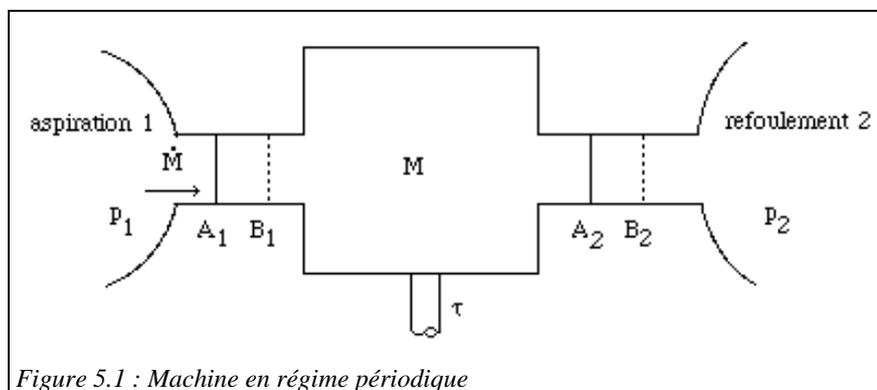


Figure 5.1 : Machine en régime périodique

On a donc $W = \tau - \Delta(Pv)$

En faisant apparaître une grandeur h appelée **enthalpie** telle que $\Delta h = \Delta u + \Delta(Pv)$, le premier principe s'écrit, en système ouvert :

$$\Delta h = \tau + Q$$

La généralisation du premier principe aux systèmes ouverts s'exprime sous la forme suivante : la variation d'enthalpie d'un système ouvert est égale à la somme du travail utile s'exerçant sur les parois mobiles et de la chaleur échangée avec l'extérieur.

L'enthalpie apparaît ainsi simplement comme la **généralisation aux systèmes ouverts de l'énergie interne pour les systèmes fermés**. Sur le plan pratique, c'est bien ainsi qu'il suffit de considérer cette fonction d'état : il s'agit de l'énergie associée au système considéré, ni plus ni moins. Il est **important d'insister sur ce point auprès des élèves**.

Notons que dans cette présentation, nous avons commencé par énoncer le premier principe en système fermé, considérant que les élèves en avaient déjà entendu parler. Si ce n'est pas le cas, il est possible de directement l'énoncer en système ouvert.

6 Application aux trois fonctions élémentaires identifiées précédemment

Nous allons montrer dans cette section que la variation d'enthalpie du fluide qui les traverse suffit pour déterminer l'énergie mise en jeu dans ces quatre transformations élémentaires.

6.1 Compressions avec travail

Les machines réalisant la compression d'un fluide ont une conception très compacte pour des raisons de poids, d'encombrement et de coût. Pour les mêmes raisons, elles tournent très vite (plusieurs milliers de tours par minute). Chaque parcelle de fluide y séjourne très peu de temps.

Par ailleurs, les fluides mis en jeu dans les compresseurs sont très souvent des gaz dont les coefficients d'échange thermique ont des valeurs faibles.

Les courts temps de séjour, les petites surfaces de contact fluide-paroi, et les faibles coefficients d'échange font que l'échange de chaleur est minime et que **le fonctionnement de ces machines est pratiquement adiabatique** : $Q = 0$.

Dans une machine adiabatique de compression, le travail utile τ est donc égal à la variation d'enthalpie du fluide Δh .

6.2 Détentes sans travail : vannes, filtres

Il existe une classe d'appareils, comme le détendeur de la machine de réfrigération, où τ et Q sont nuls tous les deux, ainsi donc que Δh : ce sont les détendeurs statiques tels que vannes, filtres... La transformation correspondante s'appelle un **laminage isenthalpique**.

6.3 Echanges de chaleur

Les composants appelés à transférer de la chaleur d'un fluide à un autre nécessitent de grandes surfaces d'échange, les flux thermiques leur étant proportionnels. Des considérations techniques et économiques amènent à adopter des dispositifs purement

statiques. Par exemple, de grands faisceaux de tubes en parallèle, parcourus intérieurement par un fluide pendant que l'autre circule à l'extérieur.

τ est alors nul en raison de l'absence de parois mobiles.

Lors d'un échange de chaleur, la chaleur Q cédée ou fournie par un fluide à l'autre est donc égale à sa variation d'enthalpie Δh .

7 Evolutions de référence

La section précédente a montré que la détermination de la variation d'enthalpie du fluide qui les traverse suffit pour calculer l'énergie mise en jeu dans ces trois transformations élémentaires.

Mais cette information n'est pas suffisante pour les caractériser complètement. L'analyse physique de leur comportement permet de mettre en évidence les évolutions de référence correspondant au fonctionnement de composants qui seraient parfaits.

Il est ensuite possible de caractériser la transformation réelle en introduisant un facteur d'imperfection, souvent appelé rendement ou efficacité, qui exprime ses performances par rapport à celle de l'évolution de référence. Cette manière de faire facilite grandement la compréhension des transformations subies par les fluides.

Le choix des évolutions de référence est basé sur l'analyse physique des phénomènes qui prennent place dans les composants : il s'agit d'un choix de modélisation tout à fait essentiel.

Enfin, comme nous le verrons, l'évolution de référence se révèle très utile lorsque l'on cherche à représenter graphiquement le cycle étudié dans un diagramme thermodynamique.

Notons en passant qu'il serait très facile de faire travailler les élèves sur des petits exercices utilisant Thermoptim, pour simuler ces évolutions de référence en faisant varier les paramètres qui les régissent, comme le rapport de compression ou la variation de température, avec ou non visualisation dans le diagramme enthalpique présenté plus loin.

7.1 Compressions avec travail

Nous avons vu section 6.1 que les compresseurs sont des machines dont les échanges de chaleur avec l'extérieur sont généralement négligeables, que l'on qualifie d'adiabatiques. L'évolution de référence pour une compression ou détente avec travail est donc l'adiabatique parfaite ou réversible². Son équation peut être obtenue en intégrant l'équation différentielle exprimant que la chaleur échangée est nulle à tout moment, soit $0 = C_p dT - v dP$.

² Nous qualifierons pour le moment de réversible une transformation sans échange de chaleur avec l'extérieur et sans pertes par frottement. Cette définition sera affinée dans la seconde partie de cette présentation allégée

Pour un gaz parfait, pour lequel $Pv = rT$, l'équation différentielle s'écrit, avec $\gamma = C_p/C_v$:

$$\frac{dP}{P} + \gamma \frac{dv}{v} = 0$$

Elle s'intègre très facilement, et la courbe correspondante est donnée par la loi :

$$Pv^\gamma = \text{Cste.}$$

7.2 Détentes sans travail : vannes, filtres

Une détente sans travail ou laminage conservant l'enthalpie ($\Delta h = 0$), l'évolution de référence est l'isenthalpique.

7.3 Echanges de chaleur

En première approximation, les échanges thermiques peuvent être supposés isobares, les pertes de charge étant relativement faibles. L'évolution de référence est donc l'isobare.

8 Rappels succincts sur les propriétés des corps purs

Rappelons qu'un corps pur peut se présenter sous l'une ou plusieurs des trois phases solide, liquide ou gazeuse.

Dans une pompe à chaleur, les changements d'état que subit le fluide sont la vaporisation et la condensation, représentées dans le diagramme (P,T), par la courbe de vaporisation.

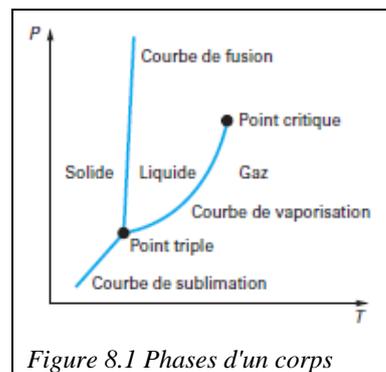
Lorsqu'on chauffe un liquide à pression constante bien choisie, il se transforme en vapeur, et on parle de vaporisation. La température à laquelle cette transformation se réalise dépend de la pression exercée sur le corps considéré. Elle reste **constante** tant que la vaporisation n'est pas complète. Une formule approchée de la loi reliant P et T le long de cette courbe est celle d'Antoine :

$$\ln(P_s) = A - \frac{B}{C+T}$$

où A, B et C sont des paramètres caractéristiques du fluide, T la température, et P_s la pression de vapeur saturante.

Rappelons aussi qu'on appelle **titre x** d'un mélange diphasique d'un corps pur le rapport de la masse de vapeur à la masse totale (vapeur + liquide). Le titre x est compris entre 0 (pur liquide) et 1 (pure vapeur).

Pour que ce changement de phase puisse se réaliser, il est nécessaire de fournir ou de retirer de l'énergie, appelée **chaleur latente de changement d'état**. Au cours de la vaporisation, on observe des variations importantes du volume spécifique, la vapeur



étant de l'ordre de 600 à 1000 fois moins dense que le liquide. Cette modification de volume spécifique se fait à **pression et température constantes**.

La longueur du palier de vaporisation, directement dans le diagramme des frigoristes, présenté plus loin, donne l'**enthalpie de vaporisation** L , du fluide aux conditions P et T considérées.

Par application de la loi du mélange des phases, on peut montrer que, pendant la vaporisation ou la condensation, les variables d'état sont données par les relations suivantes, les indices l et g représentant les états liquide et gazeux :

$$v = (1 - x) v_l + x v_g \quad (\text{volume spécifique})$$

$$u = (1 - x) u_l + x u_g \quad (\text{énergie interne})$$

$$h = (1 - x) h_l + x h_g = h_l + x L \quad (\text{enthalpie})$$

$$s = (1 - x) s_l + x s_g = s_l + x \frac{L}{T} \quad (\text{entropie})$$

Le **point critique** représente l'état où la phase de vapeur pure a les mêmes propriétés que la phase de liquide pur. A des températures et pressions plus élevées (supercritiques), il n'est pas possible d'observer une séparation entre les phases liquide et gazeuse : le ménisque de surface qui sépare les phases liquide et vapeur disparaît au point critique.

On appelle gaz idéal un gaz dont l'énergie interne et l'enthalpie ne dépendent que de la température, ce qui permet de simplifier sa modélisation : son équation d'état est $Pv = rT$.

Beaucoup de fluides thermodynamiques en phase vapeur peuvent être assimilés à des gaz idéaux, dans un large domaine de températures et de pressions. Il faut notamment que la combinaison température-pression s'écarte suffisamment de la zone de condensation possible (c'est-à-dire que la pression ne soit pas "trop" élevée, ni la température "trop" basse). De telles conditions sont couramment réalisées pour des gaz dits "permanents" tels que, à pression et température ambiantes, l'hydrogène, l'oxygène, l'azote, le mélange oxygène-azote qui constitue l'air sec...

9 Retour sur la notion d'état, choix des variables d'état à considérer

Maintenant que nous avons introduit le premier principe, établi son expression enthalpique et montré combien simplement il s'applique aux quatre évolutions élémentaires que subissent les fluides dans les machines qui nous intéressent, nous pouvons discuter des avantages et inconvénients des différentes variables d'état que l'on peut envisager utiliser.

Nous avons vu qu'il existe plusieurs jeux de variables d'état pouvant servir à caractériser un système thermodynamique. Les plus « naturelles » sont la température, la pression et le volume, mais d'une part il en existe d'autres, comme l'enthalpie que nous venons de définir, et d'autre part elles ne sont pas pleinement satisfaisantes compte tenu des nos objectifs, comme nous allons le montrer.

La **pression P** est fondamentale, à la fois parce qu'elle intervient directement dans les contraintes mécaniques auxquelles sont soumis les composants, et parce que, comme nous l'avons vu, l'évolution de référence pour les échauffements et refroidissements de fluide est l'isobare.

La **température T** est elle aussi essentielle, mais, à la différence de la précédente, l'isotherme ne correspond à aucune des évolutions qui nous intéressent.

Par ailleurs, **le couple (P, T)** ne suffit pas à représenter l'évolution subie par un fluide lorsqu'il change d'état, les deux variables étant liées par la loi de pression ou température saturante : il manque le titre en vapeur x .

Le **volume v** n'intervient que très peu dans les analyses qui nous intéressent, même en système fermé, car l'existence de parois mobiles fait que le volume change. En fait, son principal intérêt pratique est de permettre le dimensionnement des sections de passage.

L'enthalpie h est une variable fondamentale elle aussi, car elle est directement liée aux échanges d'énergie qui prennent place dans les machines. Pour les gaz parfaits, c'est une fonction affine de la température, qui s'en déduit donc très facilement. Pour les fluides réels, dans la zone d'équilibre liquide-vapeur, elle fournit de surcroît l'information sur le titre. Enfin, rappelons que l'isenthalpe est l'évolution de référence d'une détente sans travail.

Pour nos besoins actuels, dans le cadre de cette présentation pédagogique allégée, ces analyses suffisent pour nous permettre de conclure que **le couple (P, h)** constitue un jeu de variables d'état particulièrement intéressant. Nous en verrons les implications lorsque nous chercherons à représenter graphiquement le cycle de la pompe à chaleur, c'est-à-dire son évolution dans des diagrammes thermodynamiques.

L'analyse des transformations subies par les fluides lors des compressions et détentes avec travail nous a montré que l'évolution de référence est l'adiabatique réversible, dont nous avons indiqué qu'elle suit pour un gaz parfait la loi $Pv^\gamma = \text{Const}$.

Signalons en passant, mais sans insister compte tenu de notre souci de simplicité, que cette loi est celle de **l'isentropique**. **L'entropie s** est elle aussi une fonction d'état très utilisée en thermodynamique, notamment parce que l'isentropique est l'évolution de référence en matière de compression et détente.

10 Diagrammes thermodynamiques

Le système thermodynamique auquel nous nous intéressons peut être caractérisé par la donnée de deux variables d'état : on dit qu'il est bivariant. Cela signifie que ses propriétés thermodynamiques peuvent être représentées graphiquement dans un plan, sous forme de diagramme thermodynamique.

En mettant en évidence les évolutions de référence des transformations subies par les fluides et en permettant de les calculer, au moins de manière approximative, les diagrammes font partie des outils de base du thermodynamicien. Leur intérêt est double :

- permettre de représenter graphiquement les cycles ;
- faciliter l'estimation de l'état thermodynamique des différents points du cycle.

Du fait des possibilités offertes par les progiciels de calcul des propriétés des fluides qui sont de plus en plus répandus, le second intérêt a tendance à diminuer tandis que le premier conserve toute son actualité. Visualiser sur un diagramme un cycle calculé à l'aide d'un outil informatisé permet notamment de s'assurer qu'il ne comporte pas de point aberrant dû à une erreur lors de l'entrée des données...

Un diagramme se présente sous forme d'un graphique plan comportant le tracé d'un certain nombre de courbes remarquables, notamment des familles d'isovaleurs des fonctions d'état.

10.1 Différents types de diagrammes

Sur le plan pratique, les principales transformations que l'on rencontre dans les processus industriels mettant en jeu des fluides purs sont, comme nous l'avons vu, des compressions, des détentes, des échanges de chaleur et des laminages.

Il est clair que la température T , la pression P et le titre en vapeur x sont des variables d'état dont la connaissance est nécessaire pour l'étude de ces processus et la conception des équipements.

Les remarques précédentes montrent que l'enthalpie h est aussi très importante. Enfin, la connaissance du volume massique v est nécessaire pour dimensionner les conduits, puisque c'est elle qui permet de passer du débit-masse au débit-volume.

En conclusion, les grandeurs les plus intéressantes sur le plan pratique sont T , P , h , et des informations complémentaires sur x et v peuvent être nécessaires. C'est donc parmi les trois premières que sont choisies les abscisses et les ordonnées des diagrammes que nous pouvons considérer (rappelons que nous excluons ici l'entropie).

Le couple (T , h) est rarement retenu, car les isobares et les adiabatiques réversibles y sont représentées par des courbes présentant des points d'inflexion qui en rendent l'usage délicat. De plus, les variations de T et h sont proportionnelles lorsque le fluide suit la loi des gaz idéaux.

Sauf pour les gaz permanents, c'est-à-dire dont l'état est très éloigné de leurs conditions de saturation, le couple (T , P) est insuffisant, car T et P sont liés par la loi de vapeur saturante dans la zone d'équilibre liquide-vapeur.

Le couple (P , h) est de plus en plus employé, généralement avec une échelle logarithmique pour les pressions. Il correspond au diagramme dit « des frigoristes » parce que ce sont eux qui en ont généralisé l'usage, et sera étudié plus loin.

Enfin, le couple (P , v), diagramme de Clapeyron, présente un intérêt pédagogique certain, surtout pour l'étude des transformations en système fermé. Son inconvénient principal est sa faible lisibilité, la zone des vapeurs étant réduite et les fonctions énergétiques n'apparaissant pas directement.

En conclusion, pour cette présentation pédagogique allégée ne faisant pas appel à l'entropie, le couple (P, h) apparaît bien adapté.

10.2 Diagramme ($h, \ln(P)$), dit des frigoristes

Dans le diagramme dit des frigoristes (figure 10.1), on porte en abscisse l'enthalpie massique, exprimée en kJ/kg, et en ordonnée la pression, exprimée en bar, le plus souvent selon une échelle logarithmique.

Son sommet correspond au point critique, la partie gauche, ascendante, représente l'ébullition commençante (courbe de bulle), et sa partie droite, descendante, la vapeur saturée (courbe de rosée). Sous cette courbe se trouve le domaine de l'équilibre diphasique liquide-vapeur, et, dans le reste du plan, celui du fluide simple.

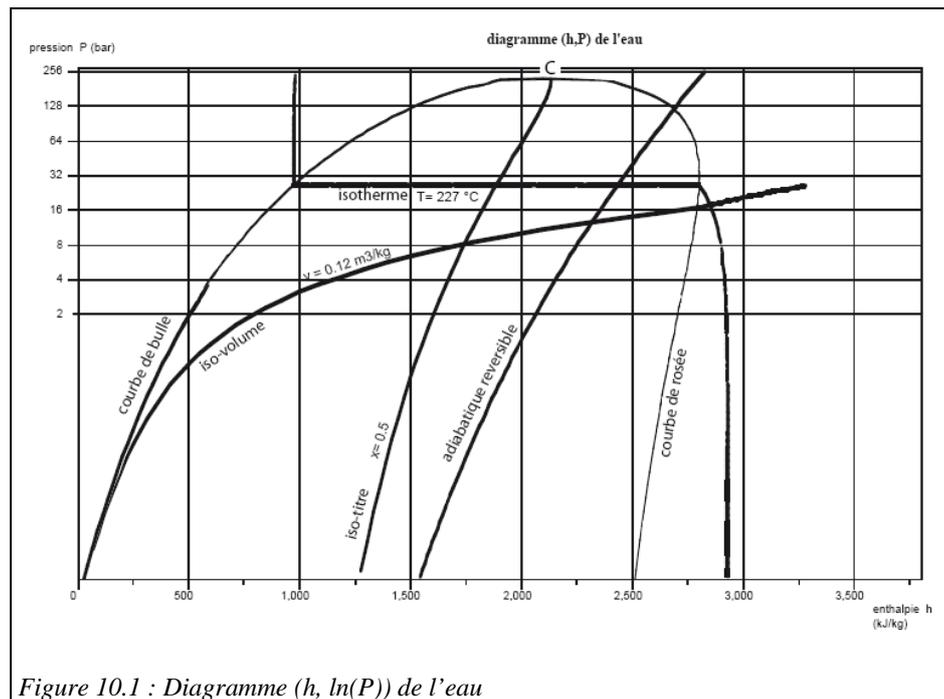


Figure 10.1 : Diagramme ($h, \ln(P)$) de l'eau

Pour que ce diagramme soit utilisable, on l'équipe avec les adiabatiques réversibles, les isothermes, les isovolumes, et, dans la zone mixte, les courbes d'iso-titre. Même si on peut se passer dans un premier temps de ces deux dernières familles de courbes, il est préférable de les connaître.

Forme des isothermes

Dans la zone "liquide", à gauche du diagramme, les isothermes ont une pente négative très forte : la compression d'un liquide met en jeu un travail très faible.

Dans le domaine diphasique, la pression et la température sont liées par la loi de pression saturante, et les isothermes sont horizontales. L'enthalpie croît énormément, correspondant à la chaleur latente de vaporisation qu'il faut fournir au fluide.

Dans la zone située à droite de la courbe de vaporisation, les isothermes sont des courbes descendantes, qui se rapprochent de verticales pour les valeurs des faibles pressions. En effet, le comportement de la vapeur se rapproche alors de celui d'un gaz idéal, dont l'enthalpie ne dépend que de la température.

Un échauffement ou un refroidissement (isobare) se traduit dans ce diagramme par un segment horizontal, dont on a vu que la longueur est égale à l'enthalpie de vaporisation L . Une détente sans travail (isenthalpique) est représentée par un segment vertical.

Forme des adiabatiques réversibles

Une adiabatique réversible est une courbe ascendante dont la pente est égale à l'inverse du volume massique. Elles ne présentent donc pas de point anguleux et sont beaucoup moins inclinées dans la zone vapeur que dans la zone liquide où elles sont presque verticales.

11 Représentation graphique de cycles dans le diagramme (h, ln(P))

Nous allons maintenant expliquer comment tracer dans le diagramme (h, ln(P)) le cycle de la pompe à chaleur. Nous supposons dans un premier temps que la compression est parfaite, c'est-à-dire suit une adiabatique réversible, puis nous indiquerons comment prendre en compte les irréversibilités dans le compresseur.

Sur le plan pratique, les activités proposées dans cette section devraient être faites à la main, les élèves disposant de diagrammes sur papier. Ceux-ci peuvent être soit imprimés directement à partir de Thermoptim, mais leur précision n'est pas très grande, soit obtenus dans le commerce ou dans des ouvrages spécialisés.

Nous n'avons pas encore précisé les données numériques relatives au cycle. Nous allons le faire maintenant, en choisissant des valeurs facilement représentables, et les construire pas à pas dans ce diagramme.

11.1 Tracé du cycle

Le cycle de pompe à chaleur par compression de R134a que nous traçons ici fonctionne entre une pression d'évaporation de 3,75 bar et une pression de condenseur de 12,21 bar.

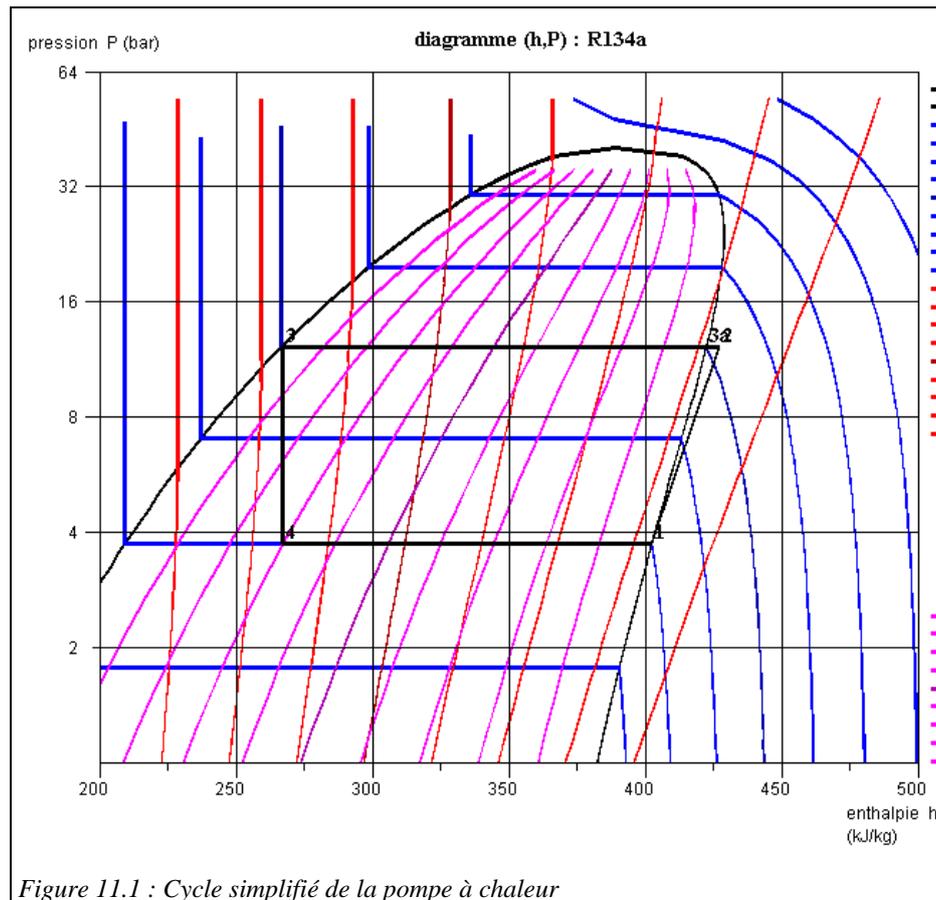
Au point 1, en sortie d'évaporateur, le fluide est entièrement vaporisé, et donc à l'intersection de la courbe de saturation et de l'isobare $P = 3,75$ bar, ou, ce qui revient au même, de l'isotherme $T = 12$ °C.

Il est ensuite comprimé jusqu'à 12,21 bar en suivant une compression adiabatique réversible. Le point 1 se situant à peu près au quart de la distance qui sépare deux adiabatiques réversibles, on peut par interpolation linéaire, déterminer le point 2 qui se situe sur l'isobare $P = 12,21$ bar, entre ces deux courbes.

Le refroidissement du fluide dans le condenseur par échange avec l'air extérieur comporte deux étapes : une désurchauffe (2-3a) dans la zone vapeur suivie d'une condensation selon le segment de droite horizontal (3a-3). Les points 3a et 3 se situent à l'intersection de la courbe de saturation et de l'isobare $P = 12,21$ bar, ou, ce qui revient au même, de l'isotherme $T = 47$ °C. Le point 3a est situé sur la droite, à la limite de la zone vapeur, et le point 3 à gauche, à la limite de la zone liquide.

La détente sans travail, et donc isenthalpique, correspond au segment vertical (3-4), le point 4 étant situé sur l'isobare $P = 3,75$ bar, ou, ce qui revient au même, l'isotherme $T = 12$ °C, à l'abscisse $h = h_3$. Son titre se lit directement sur l'iso-titre correspondante : il vaut $x = 0,3$.

Les énergies mises en jeu peuvent être facilement déterminées en projetant ces différents points sur l'axe des abscisses. Ceci permet notamment de calculer le coefficient de performance du cycle, défini comme le rapport de l'effet utile (la chaleur fournie au condenseur) à l'énergie payante (ici le travail du compresseur).



La figure 11.1 montre le tracé obtenu dans le diagramme des frigoristes.

11.2 Bilan énergétique du cycle

Le tableau 11.1 fournit les valeurs des enthalpies des différents points ainsi que le bilan énergétique d'ensemble. Le COP est égal à 6,56, ce qui signifie qu'un kWh de puissance

mécanique consommée par le compresseur permet de fournir 6,56 kWh de chaleur au condenseur.

Notons que nous avons raisonné pour ce cycle sur un débit de 1 kg/s, par souci de simplicité, ce qui fait que les valeurs des puissances mises en jeu dans chaque composant sont égales à celles que l'on peut directement lire sur le diagramme.

Dans le cas général, il faut déterminer les variations d'enthalpie au sein de chaque composant, et les multiplier par le débit massique pour obtenir les puissances. Le COP, rapport de deux puissances, est quant à lui indépendant du débit.

11.3 Cycle réel

Ce cycle s'écarte de celui d'une machine réelle sur plusieurs points :

- la compression réelle n'est pas parfaite, de telle sorte que le travail de compression est plus élevé que celui auquel conduirait l'adiabatique réversible ;
- pour éviter d'aspirer du liquide dans le compresseur, ce qui risquerait de le détériorer car le liquide est incompressible, le gaz est surchauffé de quelques degrés (typiquement 5 K) au-dessus de la température de saturation avant d'entrer dans le compresseur. Cette surchauffe ne présente généralement pas d'intérêt sur le plan thermodynamique : elle résulte d'une contrainte technologique ;
- avant d'entrer dans le détendeur, le liquide est sous-refroidi de quelques degrés (typiquement 5 K) ; cela permet d'une part de s'assurer que cet organe n'est pas alimenté avec de la vapeur, et d'autre part d'augmenter les performances de la pompe à chaleur comme nous le montrerons plus loin.

TABLE 11.1 BILAN ENERGETIQUE DU CYCLE DE POMPE A CHALEUR

point	débit (kg/s)	h (kJ/kg)	
1	1.00	402,5	
2	1.00	426,9	
3a	1.00	422,5	
3	1.00	266,9	
4	1.00	266,9	
transformation	τ (kW)	Q (kW)	Δh (kW)
(1-2)	24,4		24,4
(2-3a)		-4,4	-4,4
(3a-3)		-155,6	-155,6
(3-4)			
(4-1)		135,6	135,6
cycle	24,4	-24,4	
COefficient de Performance		6,56	

On caractérise généralement la compression réelle par un **rendement isentropique**, défini comme le rapport du travail de la compression réversible au travail réel. Sa valeur est typiquement voisine de 0,7 à 0,85 dans les applications courantes.

Pour trouver le point 2' réel, on détermine la valeur du travail τ_s mis en œuvre dans la machine parfaite, et on le divise par η , ce qui donne la valeur du travail réel τ .

L'enthalpie du point 2' est égale à celle du point 1 plus τ .

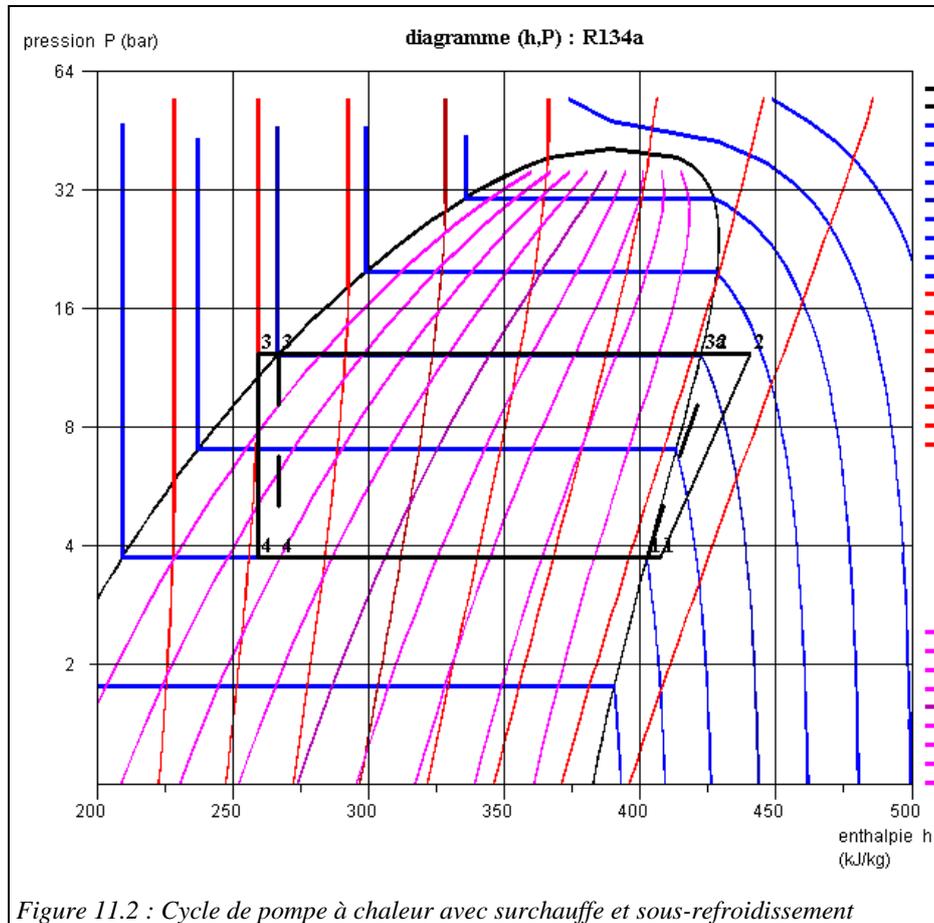
Dans le cas présent, en prenant $\eta = 0,75$, on a :

$$\tau_s = h_2 - h_1 = 24,4 \text{ kJ/kg/K}$$

$$\tau = \tau_s / \eta = 24,4 / 0,75 = 32,5$$

$$h_{2'} = 402,5 + 32,5 = 435 \text{ kJ/kg/K}$$

Le cycle modifié pour tenir compte de la surchauffe, du sous-refroidissement et des irréversibilités du compresseur est représenté figure 11.2 (le cycle précédent est représenté en tiretés).



Le COP de la machine est bien entendu modifié : il baisse à 5,44 du fait des irréversibilités dans le compresseur.

L'intérêt du sous-refroidissement peut très facilement être montré dans le diagramme (h, ln(P)), car, pour un même travail de compression, l'effet utile augmente d'autant plus que le sous-refroidissement est important, alors que le travail de compression reste inchangé, ce qui a pour effet d'augmenter le COP. Il est toutefois limité parce que la chaleur évacuée au condenseur doit être à une température supérieure à celle des besoins, par exemple le circuit de chauffage du logement.

Nous n'avons pas tenu compte des pertes de charge dans les échangeurs. Il serait bien sûr possible de le faire.

12 Modélisation avec Thermoptim

A ce stade, tous les concepts permettant de modéliser ce cycle avec Thermoptim ont été présentés, et l'exemple du cycle de réfrigération du chapitre 6 du premier tome du livre *Systèmes Energétiques* peut servir d'exemple. Il est toutefois recommandé de suivre au préalable la séance Diapason S07_init d'initiation au logiciel qui introduit toutes les notions auxquelles il fait appel. Le synoptique que l'on obtient est donné dans la figure suivante.

L'ensemble de la section 6.2 peut être traité.

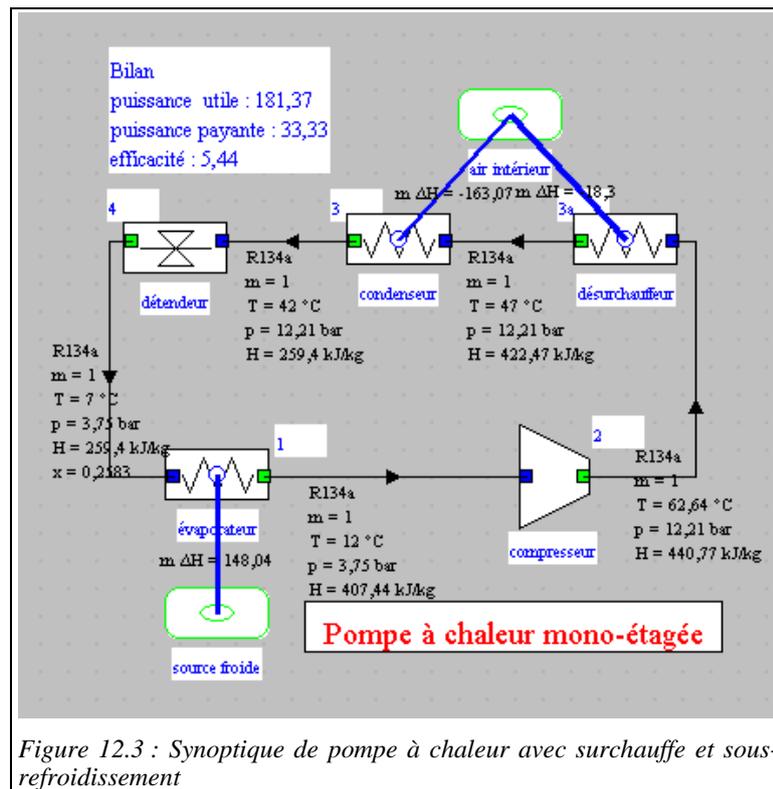


Figure 12.3 : Synoptique de pompe à chaleur avec surchauffe et sous-refroidissement

13 Conclusion

L'approche essentiellement qualitative et phénoménologique qui a été utilisée dans cette introduction prouve qu'il est possible d'initier des élèves au cycle de la pompe à chaleur en limitant les concepts thermodynamiques qui leur sont présentés et notamment en ne faisant pas appel à l'entropie.

Pour résumer, les jalons d'une présentation pédagogique allégée de ce cycle thermodynamique (Figure 13.1) nous semblent pouvoir être les suivants (nous avons

indiqué entre parenthèses les sections du premier tome du livre Systèmes Energétiques [1] où ces points sont développés plus en détail, afin de faciliter un approfondissement ultérieur des notions abordées) :

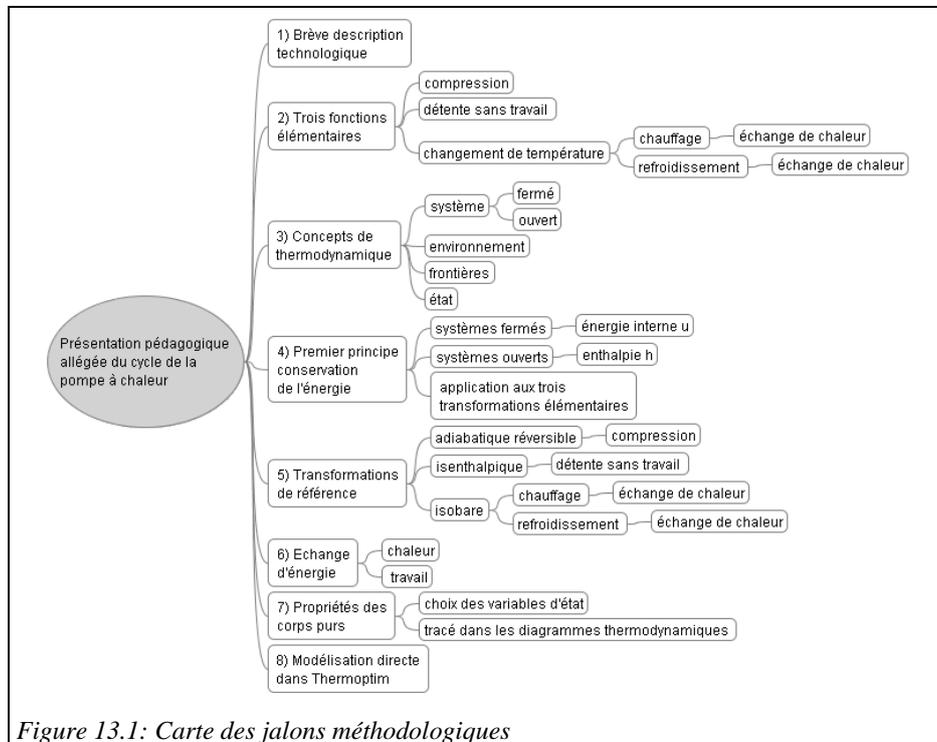


Figure 13.1: Carte des jalons méthodologiques

- Description technologique succincte de la machine, avec schéma de son architecture (section 6.2.1) ;
- Mise en évidence des trois fonctions élémentaires : compressions, détentes sans production de travail, échanges de chaleur (section 2.3.6) ;
- Introduction des notions de système et d'état thermodynamique, distinction entre systèmes fermés et systèmes ouverts (sections 2.1.1, 2.1.2) ;
- Les systèmes thermodynamiques qui nous intéressent n'échangent de l'énergie avec l'environnement que sous deux formes bien distinctes : de la chaleur et du travail (section 2.2) ;
- La loi fondamentale qui gouverne le comportement des systèmes thermodynamiques est celle de la conservation de l'énergie, connue sous le nom de premier principe (sections 2.3.1 à 2.3.4) ;
- Son application aux trois transformations élémentaires montre que la détermination de la variation d'enthalpie du fluide qui les traverse suffit pour calculer l'énergie

qu'elles mettent en jeu, que ce soit du travail ou de la chaleur (section 2.3.6) ;

- Rappels succincts sur les propriétés des corps purs et leur représentation graphique dans les diagrammes thermodynamiques (sections 2.6.1 et 2.6.6.1) ;
- Mise en évidence des évolutions de référence correspondant à ces transformations pour la machine parfaite (section 4.1.2) ;
- Réflexion sur le choix des variables d'état les plus appropriées pour des élèves disposant d'un bagage léger en mathématique et en physique, montrant l'intérêt pédagogique des diagrammes ($h, \ln(P)$) ;
- Représentation du cycle de la pompe à chaleur dans ce diagramme ;
- Modélisation directe des cycles dans Thermoptim (section 6.2).

Sans parler d'entropie, nous insistons sur le caractère adiabatique des compresseurs et sur l'importance de l'adiabatique réversible comme évolution de référence pour ces machines. Sans avoir besoin de dire son nom, l'intérêt de l'entropie pour les études de cycle sous-tend donc notre approche.

14 Références

- [1] GICQUEL R., Systèmes Energétiques, Tome 1 : méthodologie d'analyse, bases de thermodynamique, Thermoptim, Tome 2 : applications, Tome 3 : cycles et modélisations avancés, systèmes innovants à faible impact environnemental, Presses de l'Ecole des Mines de Paris, 2ème édition, janvier 2009.

Annexe Activités pédagogiques connexes avec les élèves

L'utilisation des seuls diagrammes thermodynamiques permet déjà de faire effectuer aux élèves de nombreuses activités intéressantes relatives aux fluides, préalables à l'étude des composants et des systèmes :

- en premier lieu, bien évidemment, discuter de l'intérêt des diagrammes et de leur construction ;
- l'enseignant peut demander aux élèves de reconstituer pas à pas les diagrammes, en affichant successivement les différentes courbes d'isovaleurs, et en cherchant à chaque fois une explication à la forme qu'elles prennent : pourquoi y a-t-il ou non changement de pente au niveau de la courbe de saturation...
- il est aussi intéressant de visualiser la zone des gaz parfaits, qui est très limitée sur les diagrammes des vapeurs : il s'agit de leur partie inférieure droite, où dans le diagramme des frigorigènes, les isothermes se rapprochent de la verticale. Il est alors clair que les transformations ne peuvent pas être calculées avec précision si l'on fait l'hypothèse des gaz parfaits ;
- dans la zone d'équilibre liquide-vapeur, on peut remarquer que les isobares et les isothermes sont des segments horizontaux confondus, étant donné que la pression et la température sont liées par la loi de pression saturante ;
- tracer les évolutions typiques dans les diagrammes (on crée pour cela deux points dans le simulateur, que l'on calcule, puis transfère dans les diagrammes) ;
- les diagrammes permettent aussi aux élèves de réfléchir au nombre de variables indépendantes nécessaires pour calculer l'état d'un fluide, aux notions de grandeurs intensives et extensives...

Autour du cycle de la pompe à chaleur, de nombreuses activités intéressantes les élèves peuvent prendre place :

- réfléchir sur la notion d'efficacité du cycle, égale au rapport de l'énergie utile (ici la chaleur disponible au condenseur) à l'énergie payante (ici le travail de compression), qui s'appelle coefficient de performance (COP) ;
- étudier l'évolution du COP et de la puissance de chauffage lorsque la température de l'air ambiant varie. Pour cela, il faut ajuster la pression d'évaporation pour que la température d'évaporation soit inférieure d'environ 8 °C à celle de l'air : environ 3,75 bars pour 15 °C, et 2,65 pour 5 °C. L'évolution du COP peut ainsi être tracée ;
- étant donné que les points 3 et 4 ont la même enthalpie, plus le sous-refroidissement (3b-3) est important, plus la puissance de chauffe l'est, et ceci sans que le travail de compression soit modifié. On a donc intérêt à sous-refroidir autant que possible pour augmenter les performances du cycle. La limite est que la température du point 3 doit rester supérieure à celle de du circuit de chauffage, plus un certain écart, appelé pincement, nécessaire pour que la chaleur puisse être échangée ;
- il est facile de fractionner la compression en deux phases, et de regarder quelle réduction du travail peut être obtenue par un refroidissement intermédiaire ;

- le dimensionnement des sections de passage peut être déterminé en transformant le débit-masse en débit-volume à partir de la donnée du volume massique ;
- il peut aussi être intéressant d'effectuer une comparaison de ce cycle avec celui utilisant le R12, fluide très utilisé auparavant, mais banni depuis 1994 compte tenu de son important potentiel de destruction de la couche d'ozone. Cette comparaison montre que les niveaux de pression sont un peu modifiés, mais que le COP est sensiblement le même. Avec la version Education Salle de cours de Thermoptim, le changement de fluide se fait automatiquement à partir du Gestionnaire de corps (menu "Spécial"), tandis qu'avec la version de démonstration, il faut changer le nom du fluide dans l'éditeur de schémas puis mettre à jour le simulateur à partir de l'interface existante. On prendra garde à ce que les pressions doivent être modifiées pour que les températures de condensation et d'évaporation des deux cycles soient les mêmes.

Identification des paramètres d'un dispositif expérimental :

- si l'on a accès à un dispositif expérimental de pompe à chaleur, on peut chercher à ajuster les paramètres du modèle pour qu'ils permettent de représenter ce dispositif ;
- il faut pour cela commencer par vérifier que la structure du modèle est bien la même que celle du banc, et l'adapter sinon. Il faut aussi s'assurer que le fluide thermodynamique est le bon, et sinon le changer, ce qui se fait facilement grâce au Gestionnaire de corps accessible depuis le menu Spécial du simulateur, à condition que ce fluide soit disponible dans Thermoptim (un travail est en cours pour ajouter le R410A à la liste des corps du progiciel) ;
- l'état thermodynamique des différents points du cycle est connu si le banc est bien instrumenté, à l'exception du titre en sortie de détendeur, très difficile à mesurer. Dans le modèle présenté ci-dessus, on a supposé que le compresseur était adiabatique, ce qui doit être bien vérifié, certains compresseurs de ce type de machines étant refroidis afin de limiter la température du fluide en sortie de compression, pour éviter qu'il se décompose ou réagisse avec l'huile de lubrification ;
- l'identification des paramètres du modèle est confrontée à un certain nombre de difficultés du fait que, dans une machine réelle, les valeurs des débits des fluides, du rendement isentropique, de la surchauffe à l'aspiration et du sous-refroidissement varient en fonction de la charge de la machine et surtout du rapport de compression.