

# Activités pédagogiques avec Thermoptim

## Explorations autour des diagrammes et de divers cycles

### Introduction

Un outil comme Thermoptim permet de compléter un enseignement classique de la thermodynamique par une grande diversité d'activités pédagogiques, qui peuvent être regroupées en deux principales classes : celles de **découverte et initiation**, notamment par exploration de modèles prédéfinis, et celles de **construction de modèles**, qui concerne des élèves cherchant à apprendre à modéliser par eux-mêmes des systèmes énergétiques. Selon les objectifs visés et surtout le temps disponible, l'enseignant privilégiera l'une ou l'autre de ces catégories.

La documentation diffusée avec Thermoptim a jusqu'à la mi 2002 été principalement centrée sur la construction des modèles, l'outil ayant été initialement développé pour des élèves ingénieurs. Par exemple, les quatre notices de prise en mains et les exemples plus avancés disponibles sur le site de téléchargement des Presses de l'Ecole des Mines de Paris relèvent de cette catégorie.

L'utilisation croissante de Thermoptim dans le premier cycle universitaire (BTS, IUT, CPGE) rend nécessaire la rédaction de documents pédagogiques illustrant les activités de découverte et initiation que l'on peut effectuer avec cet outil, à la fois **facilement** et dans un **temps réduit**. Ce document présente de manière assez synthétique, sous forme de petits scénarios à l'attention des enseignants, diverses activités d'exploration autour :

- des diagrammes thermodynamiques ;
- de centrales électriques à vapeur ;
- de turbines à gaz ;
- d'un réfrigérateur domestique.

Il est prévu de préparer ultérieurement une version plus étendue de ce document plus détaillée, destinée aux élèves.

L'utilisation de Thermoptim comme outil de **découverte et initiation** de l'intérêt pratique de la thermodynamique s'adresse principalement à des débutants confrontés pour la première fois à la discipline. L'idée est ici que l'élève soit placé face à un dispositif technique et qu'il ait la possibilité de l'explorer pour le comprendre. L'écran synoptique de Thermoptim et les diagrammes interactifs sont pour cela des outils particulièrement indiqués : l'élève charge un projet existant représentant une machine réelle et l'étudie pour en comprendre le fonctionnement, en analysant dans un premier temps son schéma, c'est-à-dire les éléments qui le composent et leurs interconnexions, ainsi que sa représentation dans les diagrammes thermodynamiques, puis en procédant à des études de sensibilité sur ses paramètres.

A ce stade, il n'est pas nécessaire que l'élève sache comment construire par lui-même un modèle : ses connaissances en thermodynamique sont embryonnaires, et ce qui compte, c'est qu'il puisse explorer le modèle qu'on lui fournit, qu'il parcourre les différents écrans (affichables par simple double-clic sur les éléments graphiques qu'il a sous les yeux). Ce faisant, il acquiert progressivement le vocabulaire de base et voit comment les différentes notions introduites en cours sont mises en œuvre en pratique. Sur le plan pédagogique, l'exploration des modèles qui sont à sa disposition lui permet de mieux faire le lien entre les bases théoriques présentées en cours et la réalité technologique, et de voir comment les connaissances abstraites peuvent être mises en pratique, ce qui renforce notablement sa motivation et sa compréhension.

### Implications de l'expression du premier principe en système ouvert

Pour commencer, un rappel de l'expression enthalpique du premier principe est souhaitable, avec une discussion sur le fait que les cycles qui seront considérés ici, bien que globalement fermés, sont formés de plusieurs transformations réalisées pour chacune d'elles en système ouvert. Les notations sont celles de la référence [1].

C étant la vitesse du fluide, le premier principe appliqué à un composant traversé par un débit unitaire de fluide s'exprime, en unités massiques, sous la forme :

$$\tau + Q = h_2 - h_1 + \Delta K + g \Delta z = h_2 - h_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \quad (2.3.9)$$

Pour la plupart des machines thermiques, le terme  $g\Delta z$  est négligeable. Dans de nombreux cas, la variation d'énergie cinétique reste faible vis à vis des autres variations (sauf bien entendu dans des cas spéciaux tels que les réacteurs d'avion, certains aubages de turbomachines ou organes de détente). Dans ces conditions, la somme du travail reçu ou fourni et de la chaleur échangée avec l'extérieur par le composant est égale à la variation d'enthalpie du fluide qui le traverse.

Cette relation fondamentale explique pourquoi, dans les appareils industriels, il est pratiquement impossible de mettre en œuvre à la fois une forte puissance mécanique et un flux calorifique important.

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.  $\tau$  est alors nul en raison de l'absence de parois mobiles. En première approximation, ces échangeurs peuvent être supposés isobares.

Les machines réalisant la compression ou la détente 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 coefficients d'échange thermique des gaz 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.

Il existe une classe d'appareils où  $\tau$  et  $Q$  sont nuls tous les deux : ce sont les détendeurs statiques tels que vanes, filtres... La transformation correspondante s'appelle un "laminage" isenthalpique.

En résumé, l'application de (2.3.9) conduit aux conclusions suivantes :

- dans un échangeur de chaleur, la chaleur  $Q$  cédée ou fournie par un fluide à l'autre est égale à sa variation d'enthalpie  $\Delta h$  ;
- dans une machine adiabatique, le travail utile  $\tau$  est égal à la variation d'enthalpie du fluide  $\Delta h$  ;
- un laminage conserve l'enthalpie ( $\Delta h = 0$ ).

Pour le calcul des transformations, ces conclusions sont très importantes en pratique puisqu'elles indiquent que dans la plupart des composants des machines industrielles, les échanges thermiques et mécaniques sont découplés. Elles expliquent aussi pourquoi l'enthalpie est une fonction d'état très utilisée dans les transformations en système ouvert : la variation d'enthalpie du fluide correspond selon les cas à l'énergie mécanique ou thermique mise en jeu.

## 1 Présentation des diagrammes thermodynamiques

### 1.1.1 Diagramme de Clapeyron

Dans le diagramme de Clapeyron (figure 1.1), on représente les propriétés du fluide en portant en abscisse le volume massique  $v$ , et en ordonnée la pression  $P$ . Dans ce plan, une courbe présente une importance particulière : la courbe de vaporisation, représentée en rouge. Son sommet  $C$  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.

#### Forme des isothermes

Dans la zone "liquide", à gauche du diagramme et sauf au voisinage du point critique, les isothermes ont une pente négative très forte : les liquides sont généralement peu compressibles.

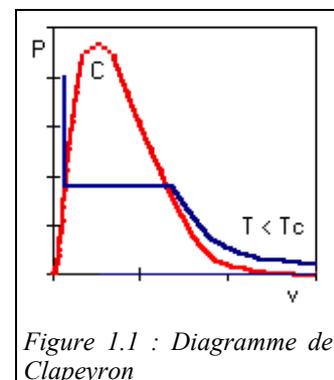
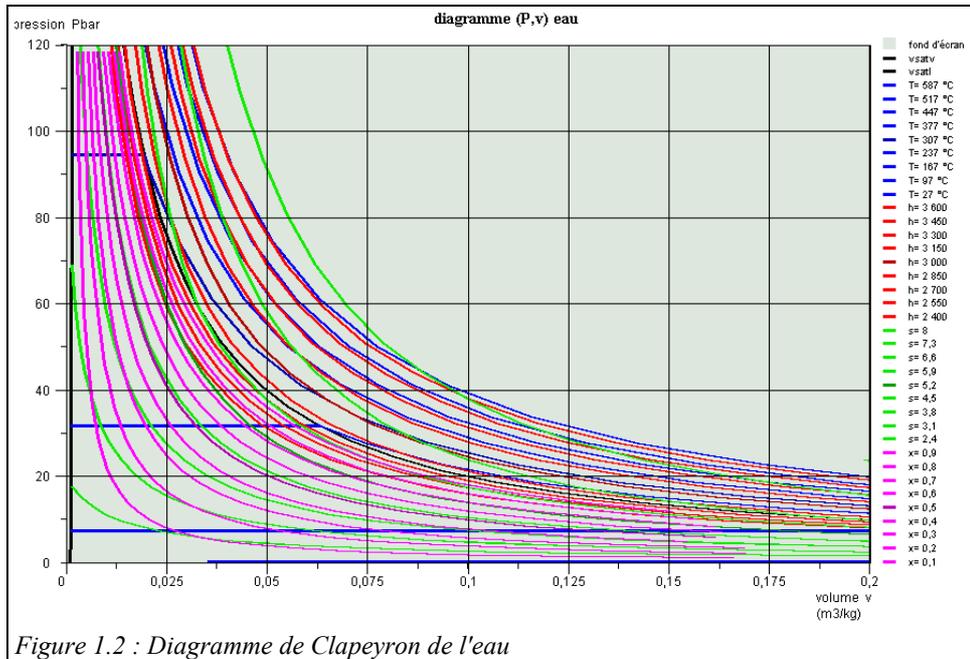


Figure 1.1 : Diagramme de Clapeyron

Dans le domaine diphasique, la pression et la température sont liées par la loi de pression saturante, et les isothermes sont horizontales. Pour les faibles pressions, le volume croît énormément, puisque la masse volumique d'un gaz est très inférieure à celle du liquide (dans le diagramme de la figure 1.1, l'échelle des abscisses est logarithmique). Dans la zone située à droite de la courbe de vaporisation, les isothermes sont des courbes descendantes. Au fur et à mesure que l'on s'éloigne de la courbe de vaporisation, le gaz se rapproche du gaz idéal correspondant, et les isothermes se redressent pour s'approcher des hyperboles équilatères d'équation  $Pv = Cste$ . On a représenté en bleu sur la figure 1.1 une isotherme pour  $T < T_c$ .

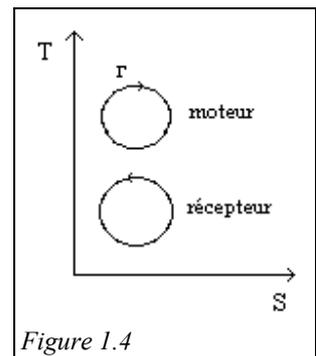
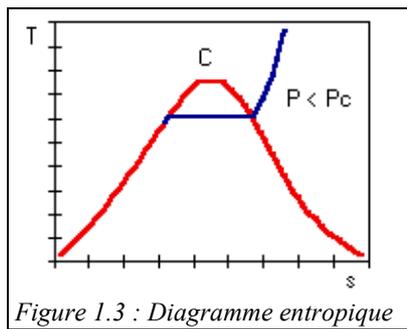
L'inconvénient principal du diagramme de Clapeyron est qu'il ne comporte pas les grandeurs thermodynamiques usuelles comme l'enthalpie et l'entropie. Si on l'équipe des isenthalpes et des isentropes, il se révèle très imprécis à l'usage (figure 1.2). Son inconvénient principal est sa faible lisibilité, la zone des vapeurs étant réduite et les fonctions énergétiques n'apparaissant pas directement.



### 1.1.2 Diagramme entropique

Dans le diagramme entropique (figure 1.3), on porte en abscisse l'entropie et en ordonnée la température. La courbe de vaporisation en rouge sépare encore en deux le plan, délimitant la zone diphasique et la zone du fluide simple. Le point critique se trouve toujours à son maximum.

Pour certains corps, la branche droite de la courbe de vaporisation (vapeur saturante), présente un point d'entropie maximale. C'est notamment le cas pour certains hydrocarbures comme le butane (figure 1.5) et pour certains chlorofluorocarbones (CFC). Un des intérêts d'un tel diagramme (cf. figure 1.4) est que toute transformation parfaite cyclique se traduit dans le plan (T,s) par un contour ( $\Gamma$ ), dont l'aire A mesurée au signe près d'une part la quantité de chaleur q mise en jeu, et d'autre part le travail reçu ou fourni  $w_t$ .



En effet,  $q = \int Tds$  par définition. Comme le cycle est fermé,  $q + w_t = 0$ , et  $|w_t| = A$ .

La règle des signes est la suivante :

- si le cycle est décrit dans le sens des aiguilles d'une montre, le travail est négatif, donc cédé par le fluide à l'environnement extérieur : on dit que le cycle est moteur (ou direct) ;
- si le cycle est décrit dans l'autre sens, c'est le contraire : on dit que le cycle est récepteur (ou encore générateur ou inverse).

### Forme des isobares

A gauche de la courbe d'ébullition commençante, les isobares sont des courbes ascendantes.

A l'intérieur de la zone diphasique, la température et la pression sont liées par la loi de pression saturante, et les isobares sont des horizontales.

A droite de la courbe de vaporisation, ce sont des courbes ascendantes qui, pour le gaz parfait, deviennent des exponentielles, et se déduisent l'une de l'autre par des translations horizontales.

Si la pression est supérieure à la pression critique, les isobares sont des courbes strictement ascendantes, qui ne coupent pas la courbe de vaporisation.

La compression isentropique d'un liquide étant à peu près sans effet sur sa température, les isobares liquides sont pratiquement confondues avec la branche montante de la courbe de vaporisation. Le diagramme est donc très imprécis dans cette zone et il est préférable de recourir à une table ou un logiciel donnant les propriétés thermodynamiques le long de la courbe de vaporisation.

Afin de bien montrer comment se construit le diagramme, on a représenté sur la figure 1.5 les isobares en bleu et les courbes d'iso-titre en magenta, et sur la figure 1.6 les isenthalpes en rouge et les isochores en vert.

Dans un diagramme entropique, un cycle de Carnot constitué de deux isentropes et de deux isothermes est un rectangle.

### 1.1.3 Diagramme de Mollier

Dans le diagramme de Mollier (figure 1.7), on porte en abscisse l'entropie, et en ordonnée l'enthalpie. L'intérêt est que l'on peut mesurer directement sur l'axe des ordonnées les enthalpies mises en jeu. Sur ce diagramme, le point critique C ne se trouve plus au maximum de la courbe de vaporisation (en rouge sur la figure 1.7), mais à sa gauche.

### Forme des isobares

On a :  $dh = v dP + T ds$ , et donc  $\left(\frac{\partial h}{\partial s}\right)_P = T$ . La pente des isobares est en chaque

point égale à la température absolue, et ne présente donc pas de point anguleux. Il s'agit de courbes strictement ascendantes.

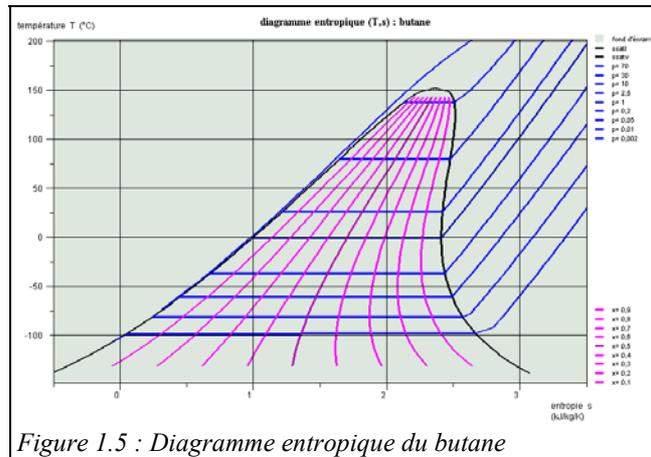


Figure 1.5 : Diagramme entropique du butane

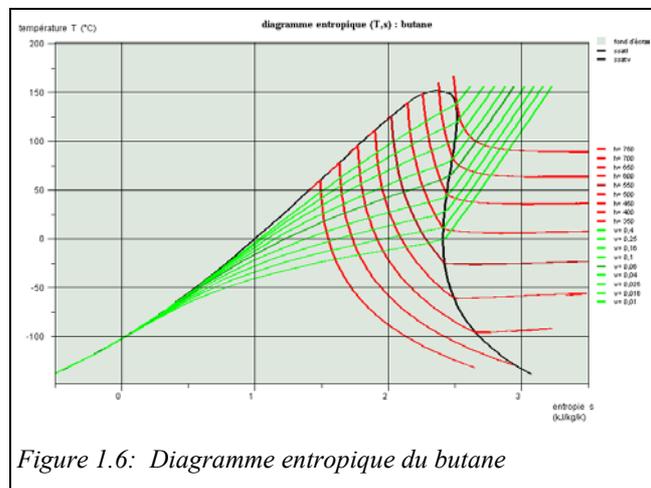


Figure 1.6: Diagramme entropique du butane

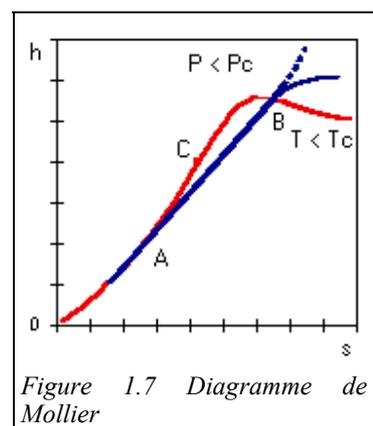


Figure 1.7 Diagramme de Mollier

Dans la zone liquide, elles sont pratiquement confondues avec la branche OC de la courbe de vaporisation, pour les raisons exposées précédemment. Dans la zone mixte, la pression et la température étant liées par la loi de pression saturante, les isobares sont des segments de droite AB de pente T (en bleu).

En première approximation, elles sont tangentes à la courbe d'ébullition commençante au point A correspondant au début de l'ébullition. Dans la zone gazeuse, les isobares s'échappent tangentiellement à AB, et se rapprochent progressivement de l'exponentielle correspondant aux gaz parfaits (en pointillés bleus sur la figure 1.7).

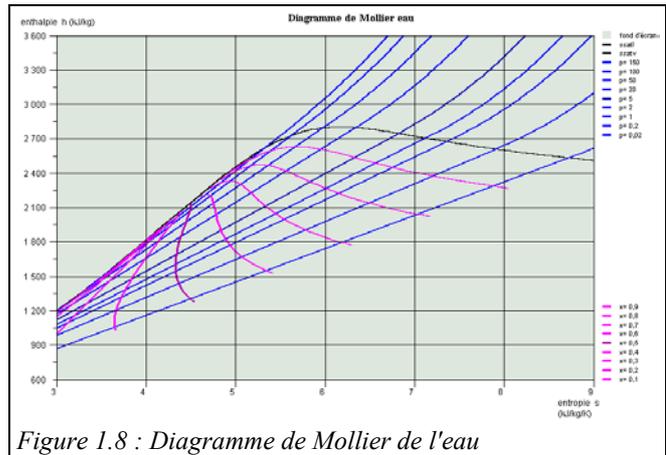


Figure 1.8 : Diagramme de Mollier de l'eau

L'isobare critique part tangentiellement en C à la courbe de vaporisation.

**Forme des isothermes**

Dans la zone mixte, les isothermes sont confondues avec les isobares. Elles présentent ensuite une brusque diminution de pente pour tendre progressivement vers des horizontales puisque, pour le gaz idéal correspondant, les enthalpies ne dépendent que de la température. Dans la zone vapeur, il s'ensuit que les isothermes (de faible pente, en bleu continu) et les isobares (de forte pente) se coupent avec des angles appréciables, ce qui permet d'obtenir une bonne précision de lecture.

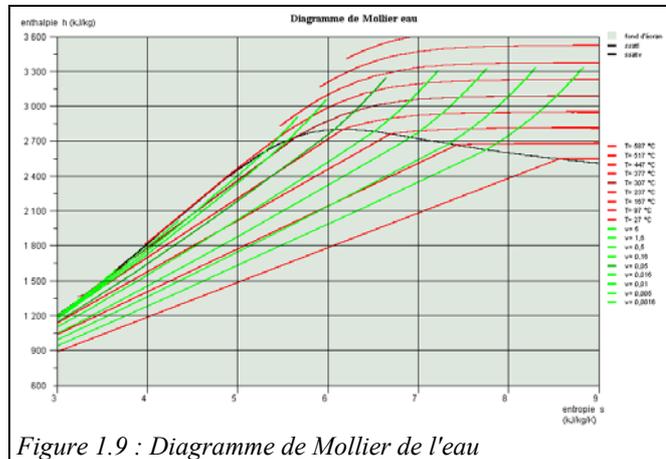


Figure 1.9 : Diagramme de Mollier de l'eau

**Forme des isochores**

Il est possible de montrer que la pente des isochores est légèrement supérieure à celle des isobares.

Par ailleurs, l'exergie est définie par la relation  $ex_h = h - T_0s$ , qui se transforme aisément en  $h = T_0s + ex_h$ .

Une fois définies les conditions de référence (température et pression) de l'environnement, il est donc très facile d'équiper un diagramme (h,s) de courbes d'iso-exergie, qui sont des droites de pente  $T_0$ .

Afin de bien montrer comment se construit le diagramme, on a représenté sur la figure 1.8 les isobares en bleu et les courbes d'iso-titre en magenta, et sur la figure 1.9 les isothermes en rouge et les isochores en vert.

**1.1.4 Diagramme des frigoristes**

Dans le diagramme dit des frigoristes (figure 1.10), on porte en abscisse l'enthalpie, et en ordonnée la pression, le plus souvent selon une échelle logarithmique. Pour que ce diagramme soit utilisable, on l'équipe avec les isentropes, les isothermes, les isovolumes, et, dans la zone mixte, les courbes d'égal titre.

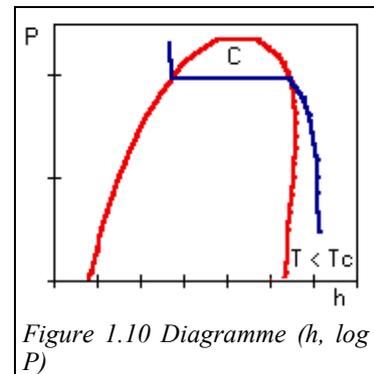


Figure 1.10 Diagramme (h, log P)

**Forme des isothermes**

Dans la zone liquide, les isothermes sont pratiquement verticales sauf à proximité du point critique, l'enthalpie des liquides étant à peu près indépendante de leur pression.

Dans la zone mixte, la pression et la température étant liées par la loi de pression saturante, les isothermes sont horizontales. Dans la zone vapeur, ce sont des courbes décroissantes avec des asymptotes verticales, l'enthalpie du gaz idéal correspondant étant indépendante de la pression. On a représenté en bleu sur la figure 1.10 une isotherme pour  $T < T_c$ .

**Forme des isentropes**

Les isentropes ont pour pente  $v$ , du fait que  $dh = v dP + T ds$ , et donc  $\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_s = v$ . Elles ne présentent

donc pas de point anguleux, et sont presque verticales dans la partie liquide,  $v$  étant très faible. Afin de bien montrer comment se construit le diagramme, on a représenté sur la figure 1.11 les isothermes en bleu et les courbes d'iso-titre en magenta, et sur la figure 1.12 les isentropes en rouge et les isochores en vert.

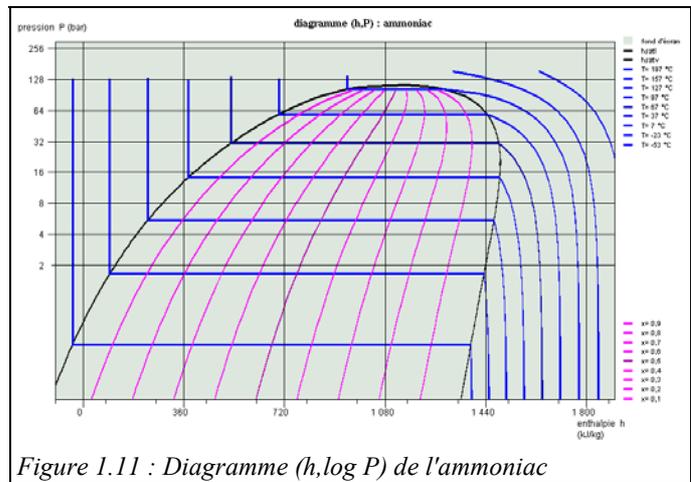


Figure 1.11 : Diagramme (h, log P) de l'ammoniac

**1.1.5 Diagramme exergetique enthalpique (h, ex<sub>h</sub>)**

Dans le diagramme exergetique enthalpique (h, ex<sub>h</sub>) (figures 1.13), on porte en abscisse l'enthalpie, et en ordonnée l'exergie.

Comme  $ex_h = h - T_0 s$ , ce diagramme se construit aisément à partir du diagramme de Mollier par recombinaison linéaire des axes une fois que l'on connaît la température de référence  $T_0$ . Compte tenu de ce paramètre, il serait plus exact de parler, pour un corps donné, de famille de diagrammes exergetiques. Comme pour le diagramme de Mollier, un premier intérêt est que l'on peut mesurer directement sur l'axe des abscisses les enthalpies mises en jeu. Le point critique se trouve ici à gauche du maximum de la courbe de vaporisation.

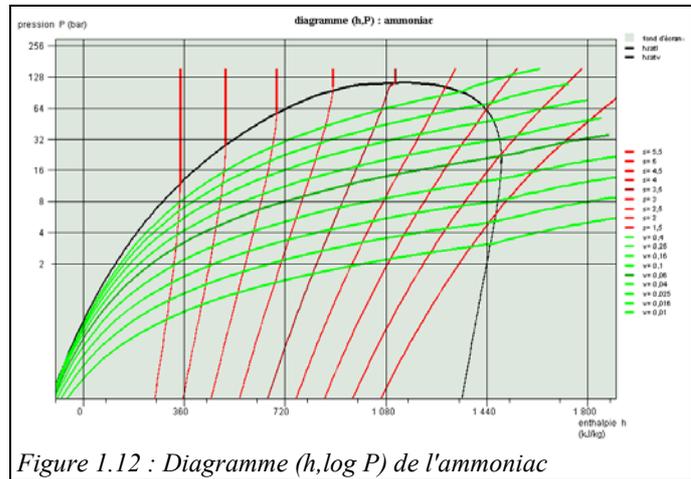


Figure 1.12 : Diagramme (h, log P) de l'ammoniac

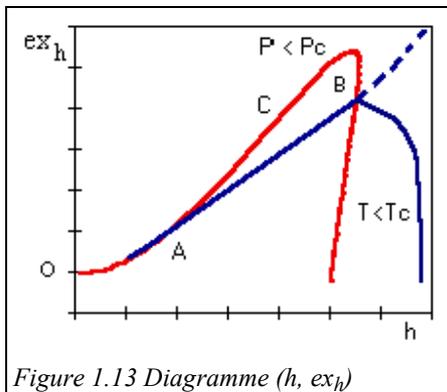


Figure 1.13 Diagramme (h, ex<sub>h</sub>)

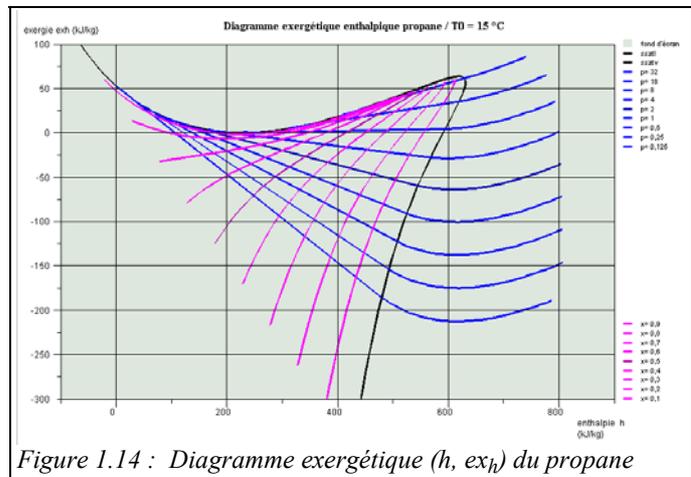


Figure 1.14 : Diagramme exergetique (h, ex<sub>h</sub>) du propane

### Forme des isobares

On a :  $dh = v dP + T ds$ , et  $dex_h = dh - T_0 ds$ , d'où  $dex_h = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dh - \frac{T_0}{T} v dP$ , et  $\left(\frac{\partial ex_h}{\partial h}\right)_P = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$

La pente des isobares est en chaque point égale au facteur de Carnot  $\theta = 1 - \frac{T_0}{T}$ , et ne présente donc pas de point anguleux. Elle s'annule pour  $T = T_0$ , qui correspond au minimum d'exergie pour l'isobare correspondante.

Dans la zone liquide, elles sont pratiquement confondues avec la courbe de vaporisation, pour les raisons exposées pour le diagramme de Mollier. Dans la zone mixte, la pression et la température étant liées par la loi de pression saturante, les isobares sont des segments de droite AB de pente  $\theta = 1 - T_0/T$ . En première approximation, elles sont tangentes à la courbe d'ébullition commençante au point A correspondant au début de l'ébullition. Dans la zone gazeuse, les isobares s'échappent tangentiellement à AB (courbe bleue en pointillés). Aux hautes températures,  $\theta$  tend vers 1, et elles se rapprochent progressivement de droites parallèles aux isentropes.

L'isobare critique part tangentiellement en C à la courbe de vaporisation.

### Forme des isothermes

Dans la zone mixte, les isothermes sont confondues avec les isobares. Selon la valeur de  $T_0$  et de la température, elles passent ensuite par un maximum ou présentent une brusque diminution de pente pour tendre progressivement vers des verticales puisque, pour le gaz idéal correspondant, les enthalpies ne dépendent que de la température. Dans la zone vapeur, les isothermes (de forte pente) et les isobares (de faible pente) se coupent avec des angles importants, ce qui permet d'obtenir une très bonne précision de lecture. L'isotherme de température  $T_0$  est horizontale et tangente au minimum de la courbe de saturation. Généralement, elle est choisie comme zéro de l'échelle des ordonnées.

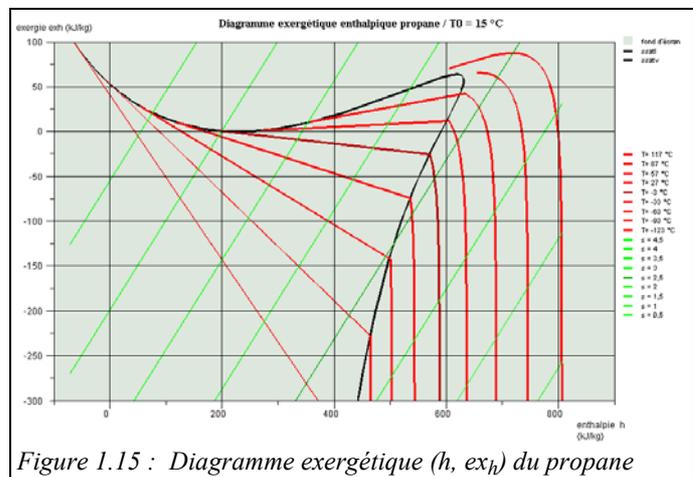


Figure 1.15 : Diagramme exergetique ( $h, ex_h$ ) du propane

### Forme des isochores

Il est possible de montrer que la pente des isochores est légèrement supérieure à celle des isobares.

### Forme des isentropes

Comme  $dex_h = dh - T_0 ds$ ,  $\left(\frac{\partial ex_h}{\partial h}\right)_s = 1$  : la pente des isentropes est égale à l'unité : les isentropes sont donc des

droites de pente  $45^\circ$  dans un diagramme orthonormé. Dans l'exemple donné figure 1.15, dont les axes n'ont pas la même échelle, elles ont un angle légèrement plus faible.

Il est ainsi très facile de déterminer sur un diagramme exergetique, pour une température de fluide donnée, la pression conduisant à l'exergie maximale : c'est celle qui passe par le maximum de l'isotherme correspondante.

Afin de bien montrer comment se construit le diagramme, on a représenté sur la figure 1.14 les isobares en bleu et les courbes d'iso-titre en magenta, et sur la figure 1.15 les isothermes en rouge et les isentropes en vert.

### 1.1.6 Diagramme exergetique entropique ( $s, ex_h$ )

Dans le diagramme exergetique entropique (figure 1.16), on porte en abscisse l'entropie, et en ordonnée l'exergie.

Comme le précédent, ce diagramme se construit aisément à partir du

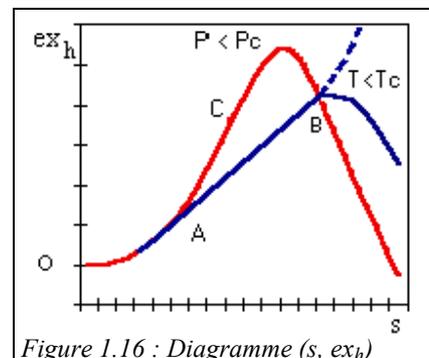


Figure 1.16 : Diagramme ( $s, ex_h$ )

diagramme de Mollier une fois que l'on connaît la température de référence  $T_0$ .

Le point critique est encore ici à gauche du maximum de la courbe de vaporisation.

### Forme des isobares

On a :  $dh = vdP + Tds$ , et  $dex_h = dh - T_0ds$ , d'où  $dex_h$

$$= vdP + (T - T_0) ds, \text{ et } \left( \frac{\partial ex_h}{\partial s} \right)_P = (T - T_0).$$

La pente des isobares est en chaque point égale à  $(T - T_0)$ , et ne présente donc pas de point anguleux. Elle s'annule pour  $T = T_0$ , qui correspond au minimum d'exergie pour l'isobare correspondante.

Dans la zone liquide, elles sont pratiquement confondues avec la courbe de vaporisation, pour les raisons exposées précédemment. Dans la zone mixte, la pression et la température étant liées par la loi de pression saturante, les isobares sont des segments de droite AB de pente  $(T - T_0)$ . En première approximation, elles sont tangentes à la courbe d'ébullition commençante au point A correspondant au début de l'ébullition. Dans la zone gazeuse, les isobares s'échappent tangentiellement à AB (courbe bleue en pointillés). Aux hautes températures, elles prennent une allure parabolöïde.

L'isobare critique part tangentiellement en C à la courbe de vaporisation.

### Forme des isenthalpes

Comme  $dex_h = dh - T_0ds$ ,  $\left( \frac{\partial ex_h}{\partial s} \right)_h = -T_0$  : la pente

des isenthalpes est égale à  $-T_0$  : les isenthalpes sont donc des droites de pente négative. Compte tenu de la différence d'échelle, leur pente apparente est proche de  $45^\circ$ .

### Forme des isothermes

Dans la zone mixte, les isothermes sont confondues avec les isobares. Selon la valeur de  $T_0$  et de la température, elles passent ensuite par un maximum ou présentent une brusque diminution de pente pour tendre progressivement vers des droites de pente négative parallèles aux isenthalpes puisque, pour le gaz idéal correspondant, les enthalpies ne dépendent que de la température. Dans la zone vapeur, les isothermes (de forte pente) et les isobares (de faible pente) se coupent avec des angles importants, ce qui permet d'obtenir une très bonne précision de lecture.

Il est ainsi très facile de déterminer sur un diagramme exergetique, pour une température de fluide donnée, la pression conduisant à l'exergie maximale : c'est celle qui passe par le maximum de l'isotherme correspondante.

L'isotherme de température  $T_0$  est horizontale et tangente au minimum de la courbe de saturation. Généralement, elle est choisie comme zéro de l'échelle des ordonnées.

### Forme des isochores

Il est possible de montrer que la pente des isochores est légèrement supérieure à celle des isobares.

Par rapport au diagramme exergetique enthalpique ( $h, ex_h$ ), l'intérêt du diagramme exergetique entropique ( $s, ex_h$ ) est qu'il permet de visualiser directement les évolutions isentropiques. En revanche la lecture des valeurs des enthalpies y est moins aisée. Afin de bien montrer comment se construit le diagramme, on a représenté sur la figure 1.17 les isobares en bleu et les courbes d'iso-titre en magenta, et sur la figure 1.18 les isothermes en rouge et les isenthalpes en vert.

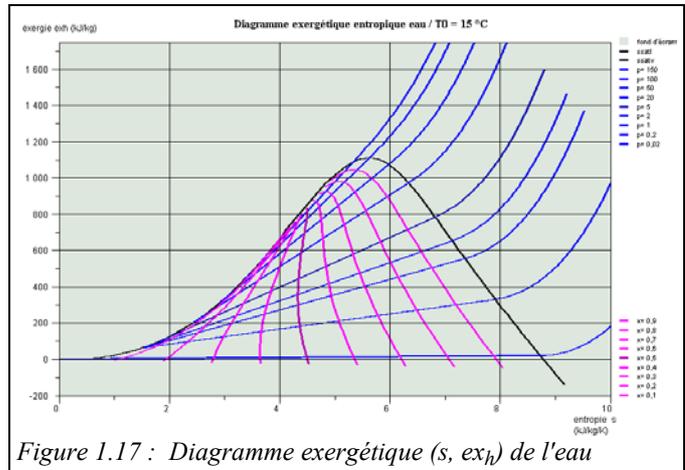


Figure 1.17 : Diagramme exergetique ( $s, ex_h$ ) de l'eau

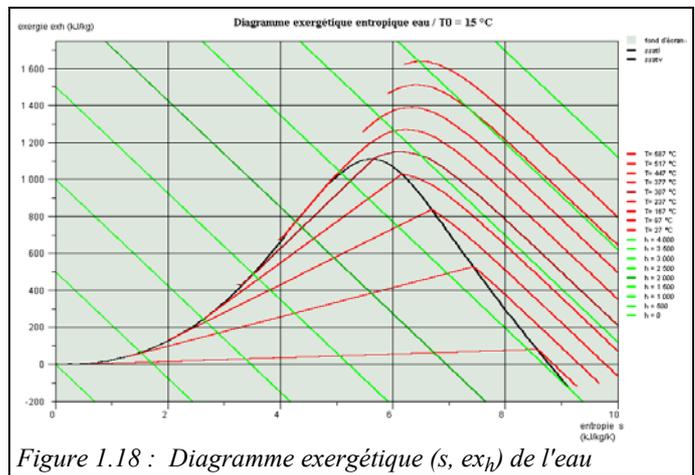
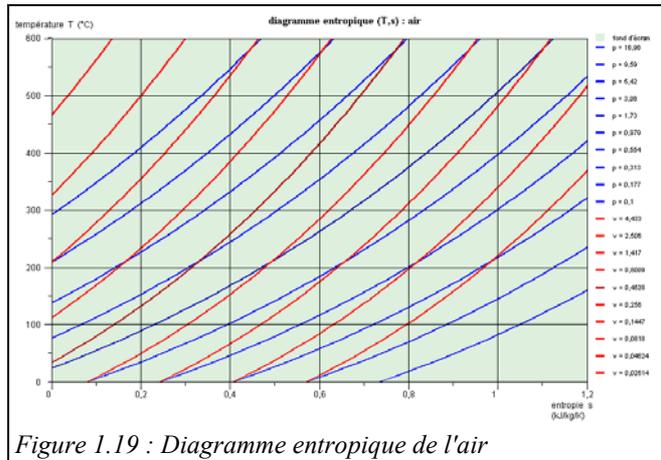


Figure 1.18 : Diagramme exergetique ( $s, ex_h$ ) de l'eau

### 1.1.7 Diagrammes des gaz idéaux

Les diagrammes présentés ci-dessus sont bien adaptés à la représentation des fluides réels. Lorsque l'hypothèse des gaz idéaux est valable, la plupart d'entre eux perdent cependant de leur intérêt, les isothermes ou les isobares se simplifiant beaucoup.

En pratique, le diagramme entropique suffit pour la plupart des applications (figure 1.19). En effet, le diagramme de Mollier n'est, pour un gaz idéal, qu'un diagramme entropique dont l'échelle des ordonnées a subi une transformation affine, puisque  $\Delta h = c_p \Delta T$ . Les diagrammes exergetiques s'en déduisent par recombinaison des axes, tout comme le diagramme des frigoristes. Sur le diagramme de la figure 1.19 les isobares sont tracées en bleu, et les isochores en rouge.



## 2 Etude d'une centrale électrique à vapeur

Le cycle de Hirn (ou de Rankine avec surchauffe) utilise un fluide condensable, qui est refroidi à une pression et une température suffisantes pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente (alors qu'il en représente environ 60 % dans une turbine à gaz). Le liquide comprimé est vaporisé et surchauffé dans la chaudière par échange thermique avec la source chaude, puis détendu et condensé. L'état diphasique du fluide lors des phases de condensation et de vaporisation est très favorable pour les échanges de chaleur.

### 2.1 Comparaison avec le cycle de Carnot

Une première activité pédagogique à ce niveau consiste à comparer le meilleur cycle théorique, celui de Carnot, avec les cycles réalisables en pratique avec l'eau. Cela suppose de prendre en compte diverses contraintes technologiques, comme indiqué succinctement ci-dessous.

1) le principe consiste à condenser l'eau à basse pression (et donc basse température), dans un échangeur en contact avec la source froide (généralement l'eau d'un fleuve ou l'air extérieur) : évolution (4-1). Sur le plan technologique, l'échangeur de chaleur ayant une dimension finie, l'eau ne peut être à la même température que la source froide, ce qui constitue une première différence avec le cycle de Carnot. Pour le reste, on peut dans un premier temps considérer que l'échange de chaleur est à peu près isotherme.

2) l'eau (à l'état liquide) est ensuite comprimée à une pression comprise entre 80 et 300 bars, selon les technologies utilisées : évolution (1-2). Cette compression peut en première approximation être supposée adiabatique, pour les raisons évoquées dans l'introduction, et même isentropique, les irréversibilités qui prennent place dans la pompe étant faibles. On s'écarte toutefois sensiblement du cycle de Carnot car la température de fin de compression reste très proche de celle de la source froide, au lieu d'être celle de la source chaude.

3) l'eau sous pression est ensuite chauffée à pression constante dans une chaudière à flamme (fuel, charbon, gaz naturel). L'échauffement comporte trois étapes :

- chauffage du liquide dans l'économiseur, jusqu'à la température de début d'ébullition à pression considérée : évolution (2-3a);
- vaporisation à température constante dans le vaporiseur : évolution (3a-3b) ;
- surchauffe jusqu'à la température maximale du cycle dans le surchauffeur : évolution (3b-3).

Compte tenu de la forme des isobares dans un diagramme entropique, l'écart est très important pour cette évolution par rapport au cycle de Carnot qui stipule que la machine thermique échange de la chaleur à température constante avec la source chaude.

4) La vapeur est ensuite détendue dans une turbine de rendement isentropique voisin de 0,85, jusqu'à la pression de condensation évolution (3-4). Là aussi l'écart avec le cycle de Carnot est sensible.

Le schéma de la machine (figure 2.1) se déduit de ces considérations. Nous retiendrons ici les valeurs numériques suivantes.

Au point 1, l'eau est à l'état liquide, à une température d'environ 20 °C, sous une faible pression (0,023 bar). La pompe la comprime à environ 165 bars, ce qui représente un rapport de compression considérable (de l'ordre de 7000).

La compression (1- 2) du liquide peut être légitimement considérée isentropique, et la température  $T$  reste sensiblement constante. Comme les isobares liquides sont presque confondues avec la branche montante de la courbe de vaporisation, le point 2 est pratiquement confondu avec le point 1 sur le diagramme entropique de la figure 2.2.

L'eau sous pression est ensuite portée à haute température dans la chaudière, l'échauffement comportant les trois étapes suivantes, bien visibles sur la figure 2.2 :

- chauffage du liquide de près de 20 °C à environ 355 °C, température de début d'ébullition à 165 bars : évolution (2-3a) sur le diagramme entropique. Le point 3a se trouve sur la courbe de vaporisation à l'ordonnée 355 °C sur la même isobare que le point 2 ;
- vaporisation à température constante 355 °C : évolution (3a-3b). La vaporisation s'effectuant à pression et température constantes, elle se traduit sur le diagramme par un segment horizontal 3a-3b. Le point 3b se trouve donc sur la branche descendante de la courbe de vaporisation, ou courbe de rosée, à son intersection avec la droite horizontale de température 355 °C, toujours à la pression  $P_2$  de 165 bars ;
- surchauffe de 355 °C à 560 °C : évolution (3b-3). Le point 3 est encore par hypothèse à la même pression, mais à une température  $T_3$  de 560 °C. Il se trouve donc à l'intersection de l'isobare  $P = 165$  bars et de l'horizontale d'ordonnée  $T = 560$  °C.

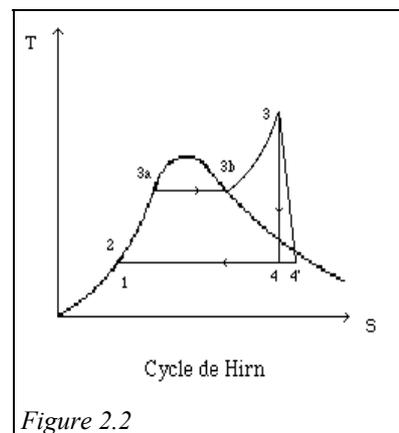
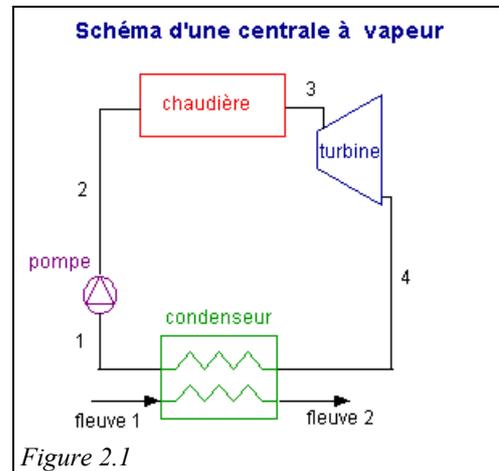
L'évolution (3-4) est une détente adiabatique de 165 bars à 0,023 bar. Dans le cycle idéal, obtenu sans irréversibilités et donc à entropie constante, le point 4 se trouve à l'intersection de la verticale passant par le point 3 et de l'isobare 0,023 bar. Le point étant dans la zone mixte, cette dernière est confondue avec l'horizontale  $T \approx 20$  °C. Son titre est ici  $x = 0,74$ . Le point 4' est à la même pression que le point 4 mais son entropie est différente du fait des irréversibilités (plus grande d'après le second principe). Son enthalpie peut être déterminée si l'on connaît le rendement isentropique de la turbine.

Deux cas peuvent se présenter :

- soit le point 4' est dans la zone mixte, et il se trouve aussi sur l'isotherme  $T \approx 20$  °C, plus près de la courbe de rosée ;
- soit il est en zone vapeur, sur l'isobare  $P = 0,023$  bar.

Par exemple, avec un rendement isentropique égal à 0,85, le titre du point en fin de détente vaut 0,835.

Le mélange liquide-vapeur est enfin condensé jusqu'à l'état liquide dans un condenseur, échangeur entre le cycle et la source froide, par exemple ici l'eau d'un fleuve. Le cycle est ainsi refermé.



## 2.2 Technologies des composants

Une fois le schéma de principe de la machine défini (figure 2.1), la discussion peut porter sur les technologies des divers composants. Les valeurs numériques choisies ici correspondent à un cycle de centrale thermique à flamme classique. Une telle centrale comprend quatre composants : une pompe, une chaudière, une turbine et un condenseur, traversés par le même débit d'eau. Pour les raisons exposées ci-dessus, la pompe et la turbine peuvent être supposées adiabatiques. Quant à la chaudière et au condenseur, on peut en première approximation faire l'hypothèse qu'ils sont isobares.

La pompe est généralement du type centrifuge, multiétagée compte tenu du très haut rapport de compression à réaliser.

La chaudière remplit trois fonctions successives :

- chauffer l'eau d'alimentation pressurisée jusqu'à la température de vaporisation à la pression correspondante ;
- vaporiser l'eau ;
- et enfin la surchauffer à la température désirée.

Elle se comporte donc comme un triple échangeur, et peut être représentée du point de vue des échanges thermiques par le schéma de la figure 2.3.

Les turbines à vapeur sont pour la plupart des turbines axiales multiétagées, qui peuvent être regroupées en deux grandes classes, selon la manière dont la détente se répartit entre le stator et le rotor :

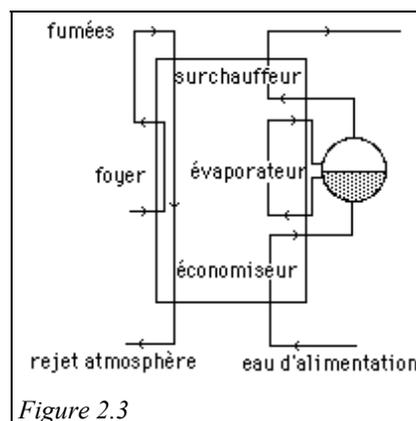
- les turbines à action, dans lesquelles toute la détente du fluide est alors réalisée dans les aubages fixes ou tuyères, en amont de la roue, et les pressions en amont et en aval du rotor sont égales ;
- les turbines à réaction, dans lesquelles la détente est alors également répartie entre les tuyères du stator et la roue.

Chacun de ces deux types de turbine présente des avantages et des inconvénients qui lui sont propres : les turbines à action sont généralement utilisées pour les étages de tête des turbines multiétagées ou pour les unités de petite puissance, tandis que les turbines à réaction se révèlent bien adaptées pour les parties basse pression des turbines.

Le condenseur est un échangeur dont la particularité est de travailler en dépression par rapport à l'atmosphère, compte tenu de la faible tension de vapeur de l'eau à la température ambiante. La condensation à 20 °C implique que l'on maintienne dans le condenseur un vide assez poussé (0,023 bar), ce qui suppose un dispositif d'extraction de l'air complexe compte tenu des fuites inévitables, d'autant plus qu'il faut recourir à des turbines basse pression gigantesques compte tenu du très faible volume spécifique de la vapeur d'eau à 20 °C, qui impose de très grands débits-volumes, et donc des sections de passage et des vitesses très élevées.

## 2.3 Evolutions thermodynamiques du fluide dans les composants et modèles correspondants

La machine comporte un seul circuit de fluide : le débit-masse, qui se conserve dans chaque composant, est ici pris égal à l'unité. Elle comprend deux échangeurs de chaleur, le condenseur et la chaudière, elle-même composée de trois parties. Ces quatre éléments transfèrent de la chaleur entre la machine et l'extérieur. Ce sont des dispositifs fixes, traversés par l'eau. Les pertes de charge y étant très faibles, leur comportement est en première approximation isobare. Les parois étant fixes, il n'y a pas de travail échangé avec l'extérieur, et l'application du premier principe en système ouvert ( $\Delta h = \tau + Q$ ) indique que la chaleur échangée est égale à la variation d'enthalpie du fluide entre l'entrée et la sortie :  $Q = \Delta h$ .



La turbine est une machine compacte, traversée par le fluide à l'état gazeux. Les coefficients d'échange sont faibles, la surface d'échange réduite, de telle sorte que les échanges de chaleur sont en première approximation négligeables : la turbine est adiabatique et l'application du premier principe indique que le travail de détente est égal à la variation d'enthalpie du fluide entre l'entrée et la sortie :  $\tau = \Delta h$ . Si la machine était parfaite, l'évolution du fluide serait isentropique, de travail de détente  $\tau_S$ . En fait, il y a des irréversibilités, qui sont prises en compte par un rendement isentropique égal à 0,85. Cela signifie que le travail de détente réel est  $\tau = 0,85 \tau_S$ .

La pompe on l'a vu peut être en première approximation supposée isentropique.

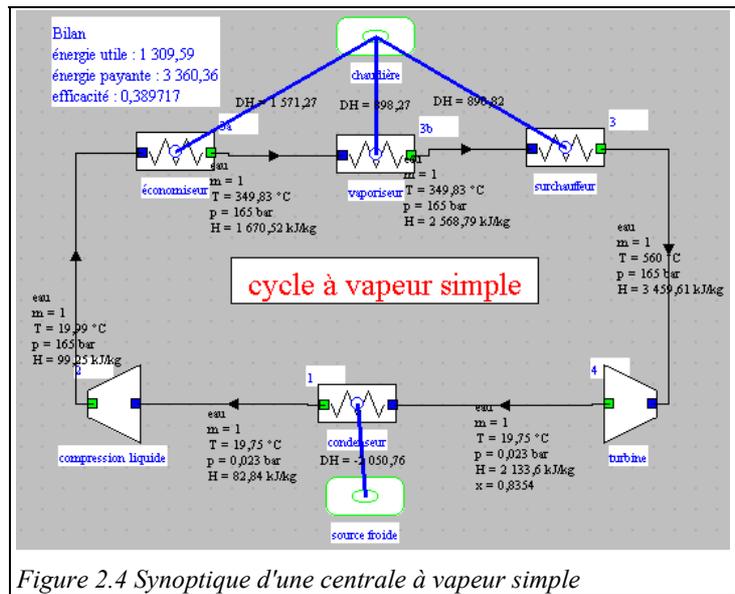


Figure 2.4 Synoptique d'une centrale à vapeur simple

Le schéma de l'installation se déduit des remarques précédentes (figure 2.4) : il est très proche de celui de la figure 2.1, la seule différence étant l'apparition des trois parties de la chaudière, préalablement non distinguées. Il peut être obtenu en chargeant dans Thermoptim l'exemple intitulé « 6.1.1 cycle simple » à partir du catalogue.

La modélisation de cycle avec le progiciel Thermoptim conduit aux résultats présentés dans le synoptique de la figure 2.4 (efficacité ou rendement de 38,9 %). On a représenté ce cycle sur les différents diagrammes thermodynamiques, en reliant ses différents points par des droites (pour être plus précis il aurait fallu suivre les isobares pour les échanges de chaleur).

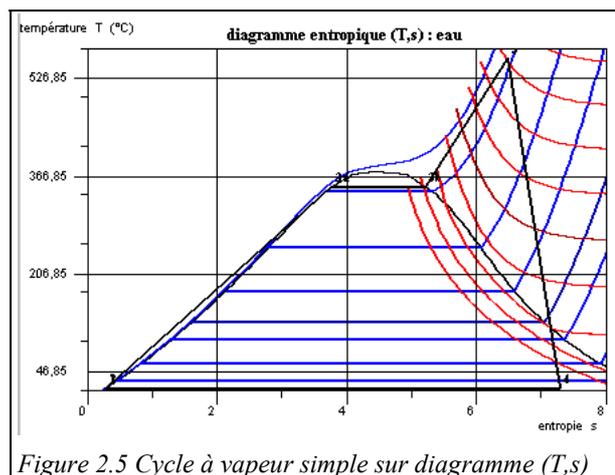


Figure 2.5 Cycle à vapeur simple sur diagramme (T,s)

Sur le diagramme entropique (figure 2.5), pour augmenter la lisibilité, on n'a fait apparaître que les isobares (en bleu), et les isenthalpes (en rouge). Les points 1 et 2 représentant la compression à l'état liquide sont quasiment superposés, et l'échauffement à l'état liquide presque confondu avec la courbe de saturation liquide. La vaporisation se fait selon un segment de droite horizontale.

La surchauffe isobare correspond à la pointe maximale du cycle, et la détente irréversible se traduit par une augmentation de l'entropie, le point 4 étant situé dans la zone d'équilibre liquide-vapeur (titre égal à 0,835).

La forme de ce cycle s'écarte assez sensiblement de celle de celui de Carnot, compte tenu de l'allure des isobares. Il est possible de l'améliorer en procédant à des resurchauffes qui conduisent à une détente dite

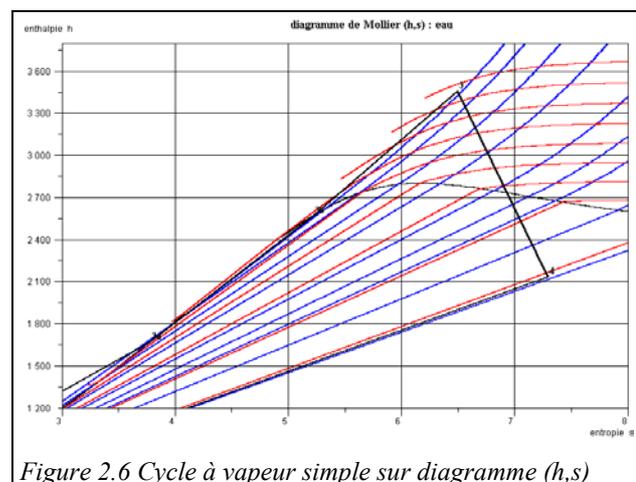


Figure 2.6 Cycle à vapeur simple sur diagramme (h,s)

para-isotherme, et à des prélèvements qui permettent d'effectuer une régénération partielle.

Sur le diagramme de Mollier (figure 2.6), dont on n'a fait, pour des raisons de lisibilité, apparaître que la partie droite et seulement les isobares (en bleu) et les isothermes (en rouge), les points 1 et 2 (hors figure) représentant la compression à l'état liquide sont quasiment superposés, et l'échauffement à l'état liquide presque confondu avec la courbe de saturation liquide. La vaporisation se fait selon un segment de droite de pente  $T$ .

La surchauffe isobare correspond à la pointe maximale du cycle, et la détente irréversible se traduit par une augmentation de l'entropie, le point 4 étant situé dans la zone d'équilibre liquide-vapeur (titre égal à 0,835).

Sur le diagramme des frigoristes ( $h, \log P$ ) (figure 2.7), pour augmenter la lisibilité, on n'a fait apparaître que les isothermes (en bleu), et les isentropes (en rouge). La compression à l'état liquide est ici représentée par le segment (1 - 2) quasiment vertical très visible.

Si l'on néglige les pertes de charge dans le générateur de vapeur ou la chaudière, l'ensemble de l'échauffement correspond à l'horizontale (2-3), les trois parties représentant l'économiseur, le vaporiseur et le surchauffeur apparaissant très distinctement. La détente irréversible se traduit par une augmentation de l'entropie, le point 4 étant situé dans la zone d'équilibre liquide-vapeur.

Comme on le voit sur cet exemple, la représentation du cycle dans le diagramme ( $h, \log P$ ) est très parlante sur le plan physique : les échanges de chaleur, quasiment isobares, correspondent aux segments horizontaux, et les compressions et les détentes sont proches des isentropes, d'autant moins pentues que l'on s'écarte de la zone liquide.

Sur les diagrammes exergetiques (figures 2.8 et 2.9), pour augmenter la lisibilité, on n'a fait apparaître que les isobares (en bleu), les isothermes (en rouge) et les isotitres (en magenta).

Les points 1 et 2 représentant la compression à l'état liquide sont quasiment superposés, et l'échauffement à l'état liquide presque confondu avec la courbe de saturation liquide. La vaporisation se fait selon un segment de droite de pente  $\theta = 1 - T_0/T$  dans le diagramme exergetique ( $h, ex_h$ ), et  $(T - T_0)$  dans le diagramme ( $s, ex_h$ ).

Le point 3 représentant la fin de la surchauffe isobare est bien situé au maximum de l'isotherme  $T = 560 \text{ }^\circ\text{C}$ ,

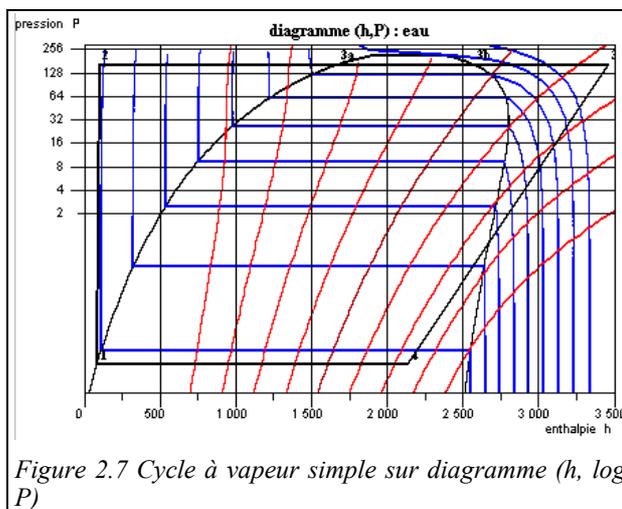


Figure 2.7 Cycle à vapeur simple sur diagramme ( $h, \log P$ )

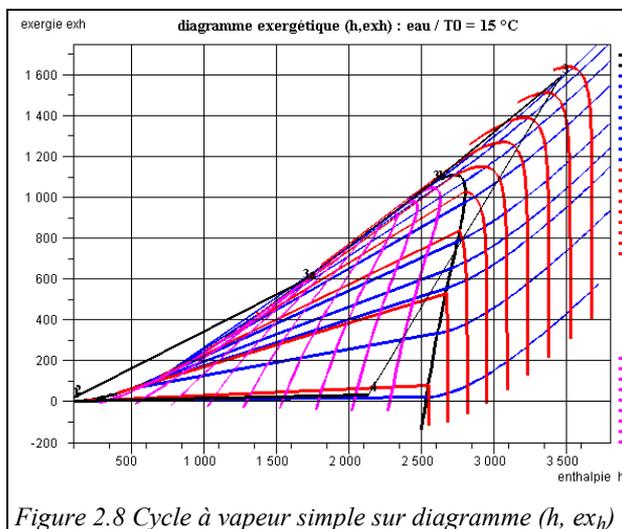


Figure 2.8 Cycle à vapeur simple sur diagramme ( $h, ex_h$ )

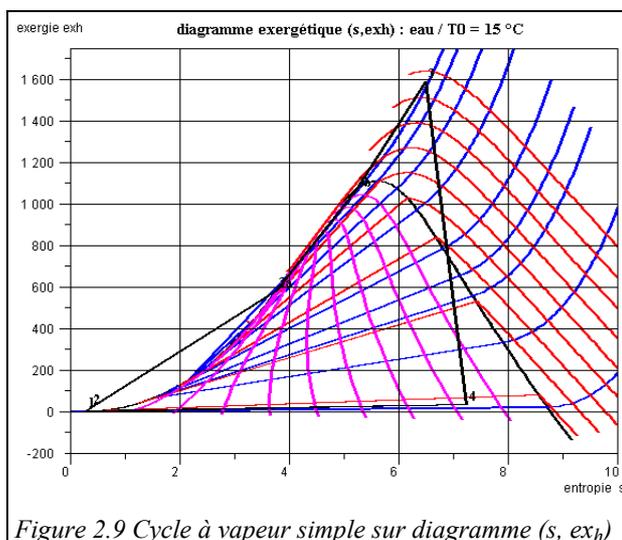


Figure 2.9 Cycle à vapeur simple sur diagramme ( $s, ex_h$ )

ce qui montre immédiatement que la pression et la température ont été judicieusement choisies pour maximiser l'exergie de la vapeur.

La détente irréversible se traduit par une augmentation de l'entropie, le point 4 étant situé dans la zone d'équilibre liquide-vapeur. Les irréversibilités de détente sont parfaitement visibles dans le diagramme exergetique entropique ( $s, ex_h$ ).

### 3 Etude d'une turbine à gaz

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée de trois éléments :

- un compresseur, généralement centrifuge ou axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ.
- une chambre de combustion, dans laquelle du combustible injecté sous pression est brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- une turbine, généralement axiale, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion.

Sous cette forme, la turbine à gaz constitue un moteur à combustion interne à flux continu. On notera que le terme de turbine à gaz provient de l'état du fluide de travail, qui reste toujours gazeux, et non du combustible utilisé, qui peut être aussi bien gazeux que liquide (les turbines à gaz utilisent généralement du gaz naturel ou du fuel oil domestique). Il existe aussi des turbines à gaz à cycle fermé, utilisées pour des applications particulières. Bien évidemment, il s'agit alors de moteurs à combustion externe.

#### 3.1 Comparaison avec le cycle de Carnot

Une première activité pédagogique à ce niveau consiste à comparer le meilleur cycle théorique, celui de Carnot, avec le cycle de la turbine à gaz, appelé cycle de Brayton. Cela suppose de prendre en compte diverses contraintes technologiques, comme indiqué succinctement ci-dessous.

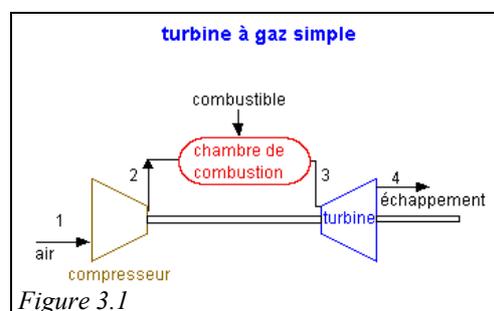
1) l'air est aspiré à la pression et à la température ambiantes, puis comprimé à une pression comprise entre 10 et 30 bars : évolution (1-2). Cette compression peut en première approximation être supposée adiabatique, pour les raisons évoquées dans l'introduction, mais pas isentropique, compte tenu des irréversibilités qui prennent place dans le compresseur. On s'écarte ainsi du cycle de Carnot. A la différence du cycle de Hirn, dans lequel le travail de compression est faible devant le travail de détente, une partie significative (60 à 70 %) du travail récupéré sur l'arbre de la turbine sert ici à entraîner le compresseur.

2) l'air sous pression est ensuite dirigé vers la chambre de combustion, où il brûle avec un combustible (distillat léger, gaz naturel). La combustion a lieu à pression constante, ce qui surprend toujours un certain nombre d'élèves, convaincus que la combustion élève la pression, même en système ouvert.

Compte tenu de la forme des isobares dans un diagramme entropique (proches d'exponentielles), l'écart est important pour cette évolution par rapport au cycle de Carnot qui stipule que la machine thermique échange de la chaleur à température constante avec la source chaude. Un autre point à bien souligner est que le fluide thermodynamique change de composition lors de cette évolution.

3) Les gaz brûlés est ensuite détendus dans une turbine de rendement isentropique voisin de 0,9, jusqu'à la pression atmosphérique : évolution (3-4). Là aussi l'écart avec le cycle de Carnot est sensible.

Le schéma de la machine (figure 3.1) se déduit de ces considérations.



L'exemple proposé dans le catalogue de Thermoptim correspond à l'énoncé suivant : une turbine à gaz brûlant du gaz naturel sans dissociation (figure 3.1) aspire de l'air à 15 °C et 1 bar et le comprime à 16 bars dans un compresseur de rendement polytropique 0,85, puis les gaz brûlés sont détendus dans une turbine de rendement polytropique 0,85. La température d'entrée dans la turbine est de 1150 °C.

Si l'enseignant préfère ne pas introduire la notion de rendement polytropique, il peut être reformulé sous la forme : une turbine à gaz brûlant du gaz naturel sans dissociation aspire de l'air à 15 °C et 1 bar et le comprime à 16 bars dans un compresseur de rendement isentropique 0,787, puis les gaz brûlés sont détendus dans une turbine de rendement isentropique 0,89. La température d'entrée dans la turbine est de 1150 °C.

### 3.2 Technologies des composants

Une fois le schéma de principe de la machine défini (figure 3.1), la discussion peut porter sur les technologies des divers composants (figure 3.2).

Pour atteindre des taux de compression  $r$  de 20 ou 30, le **compresseur** est multiétagé, avec parfois une réfrigération intermédiaire destinée à réduire le travail consommé. Les rotors axiaux sont constitués d'un empilage de disques, soit montés sur un moyeu central, soit assemblés en tambour sur leur périphérie. Les matériaux utilisés vont des alliages d'aluminium ou de titane pour les premiers étages aux alliages d'acier et aux alliages réfractaires pour les derniers étages, qui peuvent supporter des températures atteignant 500 °C.

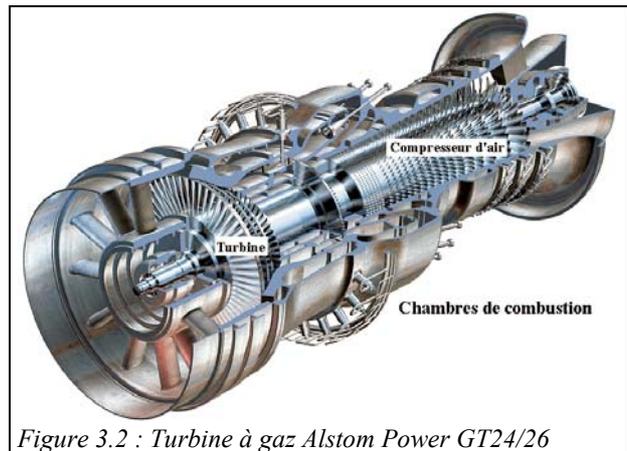


Figure 3.2 : Turbine à gaz Alstom Power GT24/26

La **chambre de combustion** est normalement construite en alliage réfractaire. Elle doit satisfaire des contraintes sévères :

- assurer une combustion complète du combustible ;
- réduire les émissions de polluants ;
- minimiser la perte de charge (qui représente un surcroît de compression) ;
- assurer une bonne stabilité de la température d'entrée turbine ;
- occuper un volume aussi réduit que possible tout en permettant un bon refroidissement des parois.

Dans les turbines à gaz à cycle ouvert, les principales contraintes technologiques se situent au niveau des premiers étages de la **turbine de détente**, qui sont soumis au flux des gaz d'échappement à très haute température. Les pièces les plus exposées sont en particulier les aubages du rotor, qui sont très difficiles à refroidir et, de plus, particulièrement sensibles à l'abrasion. Il importe donc d'utiliser un combustible très propre (absence de particules et de composants chimiques susceptibles de former des acides), et de limiter la température en fonction des caractéristiques mécaniques des aubages.

Les matériaux utilisés pour les aubages de la turbine sont des alliages réfractaires à base de nickel ou de cobalt, et on envisage de recourir à des céramiques dans l'avenir.

Comme le rendement du cycle est lui-même une fonction croissante de la température, d'importants développements technologiques ont été consacrés à la mise au point, d'une part de systèmes de refroidissement efficaces des aubages, et d'autre part de matériaux résistant aux températures élevées. Depuis un demi-siècle, on a ainsi pu relever progressivement (d'environ 20 °C par an) le niveau de température d'entrée dans la turbine, pour atteindre aujourd'hui 1300 à 1500 °C.

### 3.3 Evolutions thermodynamiques du fluide dans les composants et modèles correspondants

La machine met en jeu plusieurs fluides : de l'air, dont le débit-masse est pris égal à l'unité, un combustible, dont le débit-masse est calculé par la chambre de combustion, et les gaz brûlés, dont on déduit le débit-masse par bilan conservatif. La chambre de combustion est un dispositif fixe. Les pertes de charge y étant très faibles, elle est en première approximation isobare. Les parois étant fixes, il n'y a pas de travail échangé avec l'extérieur ( $\tau = 0$ ), et le bilan enthalpique devrait s'écrire  $\sum \Delta H_i = Q$ , la sommation étant effectuée sur toutes les espèces présentes, supposées être des gaz idéaux. Une première difficulté existe ici, car cette équation suppose que le calcul de l'énergie interne des gaz présents dans la

chambre soit fait en tenant compte de l'avancement de la réaction de combustion, c'est-à-dire en considérant l'évolution des variables chimiques.

Cependant il est très rare dans la pratique industrielle que l'on opère ainsi : l'enthalpie d'un gaz idéal est généralement définie par rapport à la référence standard de 1 bar et 298 K, pour une composition donnée.

Pour tourner cette difficulté, on a coutume, bien que cela soit formellement en contradiction avec le premier principe, de réintroduire un peu artificiellement dans les équations de bilan un terme de génération d'énergie dans le volume, qui correspond à la chaleur  $Q_r$  ( $> 0$ ) libérée par la réaction de combustion. Cette manière de faire permet de ne pas tenir compte des variables chimiques, et donc de sensiblement simplifier le formalisme.

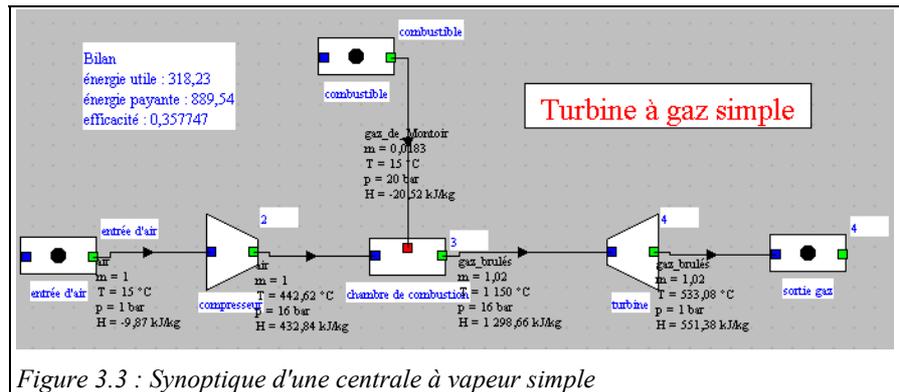


Figure 3.3 : Synoptique d'une centrale à vapeur simple

Le compresseur et la turbine sont des machines compactes, traversées par le fluide à l'état gazeux. Les coefficients d'échange sont faibles, la surface d'échange réduite, de telle sorte que les échanges de chaleur sont en première approximation négligeables : ces composants sont adiabatiques et l'application du premier principe indique que le travail de compression ou de détente est égal à la variation d'enthalpie du fluide entre l'entrée et la sortie :  $\tau = \Delta h$ . Si la machine était parfaite, l'évolution du fluide serait isentropique, de travail égal à  $\tau_s$ . En fait, il y a des irréversibilités, qui sont prises en compte par un rendement isentropique  $\eta$ . Cela signifie que le travail de compression réel est égal à  $\tau = \tau_s/\eta$ , et le travail de détente réel à  $\tau = \eta \tau_s$ .

Le schéma de l'installation se déduit des remarques précédentes (figure 3.3) : il est très proche de celui de la figure 3.1. Il peut être obtenu en chargeant dans Thermoptim l'exemple intitulé « 2.1.1 turbine à gaz simple » à partir du catalogue.

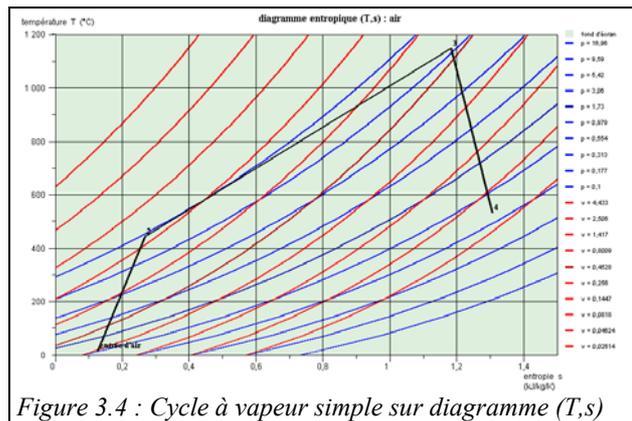


Figure 3.4 : Cycle à vapeur simple sur diagramme (T,s)

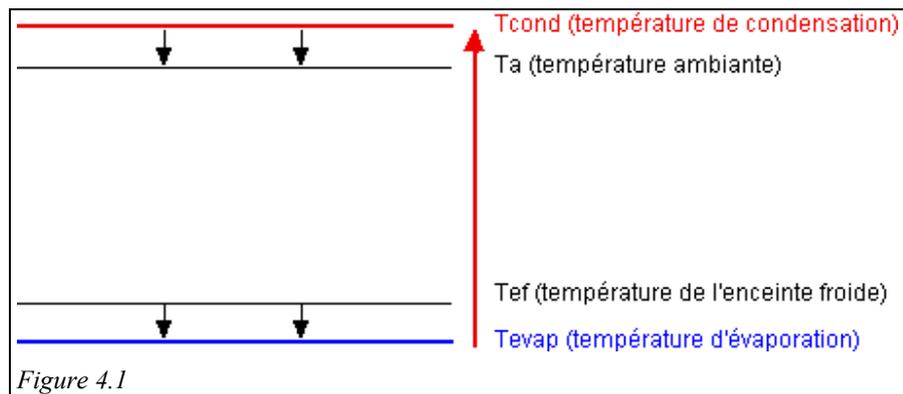
La modélisation de cycle avec le progiciel Thermoptim conduit aux résultats présentés dans le synoptique de la figure 3.3 (efficacité ou rendement de 35,8 %). La représentation de ce cycle sur les différents diagrammes thermodynamiques pose toutefois un petit problème intéressant à discuter avec les élèves, du fait que ce n'est pas le même fluide qui traverse l'ensemble de la machine.

Sur le diagramme entropique (figure 3.4), le point 3 n'apparaît ainsi pas sur la bonne isobare, du fait de l'augmentation d'entropie qui prend place dans la chambre de combustion.

#### 4 Etude d'un réfrigérateur domestique

Tous les élèves ont déjà utilisé un réfrigérateur domestique, mais peu savent comment il marche... Le problème peut leur être posé dans ces termes : on cherche à refroidir à  $-5\text{ °C}$  (freezer) une enceinte située dans une pièce à la température ambiante de  $20\text{ °C}$  environ ; on leur demande de préciser tout d'abord comment on peut envisager d'opérer sachant que la chaleur ne s'écoule que dans le sens des températures décroissantes, puis de proposer un cycle qui permette de réaliser le transfert. L'exercice peut être posé comme une situation-problème afin de susciter un débat scientifique dans la classe, ce qui permet de vérifier la manière dont les élèves raisonnent sur le plan de l'analyse physique des phénomènes. La figure 4.1 permet de bien faire comprendre aux élèves que le deuxième principe de la thermodynamique est bien respecté : pour refroidir l'enceinte froide, on le met en contact avec un fluide qui est lui-même à température inférieure. Par une opération qui n'est pas encore précisée, ce fluide est porté à une température supérieure à celle du milieu environnant, dans lequel la chaleur est rejetée.

##### 4.1 Comparaison avec le cycle de Carnot inverse



Une première activité pédagogique à ce niveau consiste à comparer le meilleur cycle théorique, celui de Carnot inverse, avec les cycles réalisables en pratique avec un fluide frigorigène pur changeant de phase. Cela suppose de prendre en compte diverses contraintes technologiques, comme indiqué succinctement ci-dessous.

1) le principe consiste à évaporer un fluide frigorigène à basse pression (et donc basse température), dans un échangeur en contact avec l'enceinte froide. Pour cela, il faut que la température  $T_{\text{evap}}$  (environ  $-10\text{ °C}$ ) du fluide frigorigène soit inférieure à celle  $T_{\text{ef}}$  de l'enceinte froide ( $-5\text{ °C}$ ). Sur le plan technologique, l'échangeur de chaleur ayant une dimension finie, le fluide frigorigène ne peut en effet être à la même température que l'enceinte froide, ce qui constitue une première différence avec le cycle de Carnot. Pour le reste, on peut dans un premier temps considérer que l'échange de chaleur est bien isotherme.

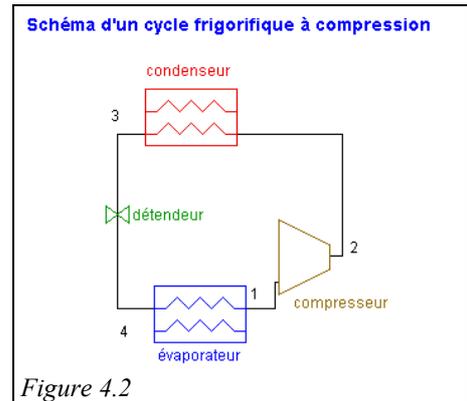
2) le fluide est ensuite comprimé à une pression telle que sa température de condensation  $T_{\text{cond}}$  ( $35\text{ °C}$ ) soit supérieure à la température ambiante  $T_a$  ( $20\text{ °C}$ ). Cette compression peut en première approximation être supposée adiabatique, pour les raisons évoquées dans l'introduction, mais non pas isentropique, compte tenu des irréversibilités qui prennent place dans le compresseur, ce qui induit un nouvel écart avec le cycle de Carnot.

3) il est alors possible de refroidir le fluide par échange thermique avec l'air ambiant, jusqu'à ce qu'il devienne liquide. Toutefois, le refroidissement ne pourra généralement pas être isotherme, compte tenu des propriétés thermodynamiques des réfrigérants : il faudra d'abord désurchauffer la vapeur, puis la condenser. Compte tenu de la forme des isobares dans un diagramme entropique, l'écart avec le cycle de Carnot est ici très important.

4) le liquide est ensuite détendu à la basse pression, et dirigé dans l'évaporateur. Le cycle est ainsi refermé. En théorie, il serait possible de réaliser une détente proche de l'isentropique, mais la réalité technologique est autre, et ceci pour trois raisons : d'une part la détente d'un mélange diphasique se fait, sauf précautions particulières, avec un mauvais rendement isentropique, d'autre part le travail mis en jeu reste très faible, et enfin, surtout pour les machines frigorifiques de petite puissance, il n'existe pas de machine de détente appropriée et bon marché. C'est pourquoi en pratique on a recours à des détendeurs ou même à de simples capillaires, dispositifs statiques qui réalisent un laminage isenthalpique. Là aussi l'écart avec le cycle de Carnot est très sensible.

Le schéma de la machine (figure 4.2) se déduit de ces considérations.

La figure 4.1 illustre les transferts énergétiques qui prennent place dans le cycle. 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 températures chaudes vers les températures froides. La longue flèche ascendante représente l'apport enthalpique au compresseur, qui permet de relever le niveau de température du fluide (les énergies mises en jeu ne sont pas proportionnelles à la longueur des flèches). Dans l'exemple qui nous intéresse, les données du problème sont les suivantes : le fluide choisi est du R134a, hydrofluorocarbure de substitution aux CFC qui présente l'avantage d'avoir un potentiel de destruction de la couche d'ozone nul (c'est bien sûr l'occasion d'avoir une petite discussion sur ce sujet avec les élèves, et de faire le lien avec les préoccupations environnementales actuelles).



Compte tenu des températures d'évaporation et de condensation désirées, le cycle de réfrigération par compression de R134a fonctionne entre une pression d'évaporation de 2 bars et une pression de condenseur de 9 bars.

## 4.2 Technologies des composants

Une fois le schéma de principe de la machine défini (figure 4.2), la discussion peut porter sur les technologies des divers composants. Dans ce cas, cela revient à présenter les quatre éléments qui composent la machine. Si un réfrigérateur réel peut être montré aux élèves, c'est le mieux, sinon il est possible de leur demander, préalablement à l'exercice, d'avoir observé par eux-mêmes leur réfrigérateur familial.

L'évaporateur est généralement, dans un réfrigérateur domestique, formé de deux plaques planes corruguées soudées l'une contre l'autre, le fluide frigorigène circulant dans les canaux formés par les corrugations. Il tapisse le plus souvent le compartiment « congélation » du réfrigérateur (c'est sur lui que se forme la couche de givre). La plaque entre les canaux de passage du fluide sert d'ailette pour augmenter le contact thermique entre le fluide frigorigène et le compartiment froid. Cet évaporateur est relié au reste de la machine par deux canalisations qui traversent la paroi isolante. L'une d'entre elles est reliée à l'aspiration du compresseur, l'autre au détendeur.

Le condenseur est la grille noire située sur la face postérieure du réfrigérateur, constituée d'un tuyau enroulé en serpentins et étayé par des plaques métalliques qui d'une part augmentent les échanges thermiques avec l'air, et d'autre part renforcent la rigidité mécanique. 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.

Pour éviter d'aspirer du liquide dans le compresseur, ce qui risquerait de le détruire car le liquide est incompressible, le gaz est surchauffé de 5 K au-dessus de la température de saturation avant d'entrer dans le compresseur. La surchauffe se fait pour partie par échange avec l'environnement.

Le détendeur est généralement constitué d'un simple tube capillaire, et quelquefois il s'agit d'un détendeur thermostatique. Avant d'entrer dans le détendeur, le liquide est sous-refroidi de 5 K ; cela permet de s'assurer que cet organe n'est pas alimenté avec de la vapeur, et cela augmente les performances du réfrigérateur, comme on l'expliquera plus loin.

### 4.3 Evolutions thermodynamiques du fluide dans les composants et modèles correspondants

La machine comporte un seul circuit de fluide : le débit-masse, qui se conserve dans chaque composant, est ici pris égal à l'unité. Elle comprend deux échangeurs de chaleur, l'évaporateur et le condenseur. Sur le plan thermique, ce dernier est en fait composé de deux parties : la première, appelée désurchauffer, sert à refroidir le fluide à l'état de vapeur, et la seconde, le condenseur proprement dit, à le condenser à l'état liquide.

Ces trois éléments transfèrent de la chaleur entre la machine et l'extérieur. Ce sont des dispositifs fixes, traversés par le fluide. Les pertes de charge y étant très faibles, leur comportement est en première approximation isobare. Les parois étant fixes, il n'y a pas de travail échangé avec l'extérieur, et l'application du premier principe en système ouvert ( $\Delta h = \tau + Q$ ) indique que la chaleur échangée est égale à la variation d'enthalpie du fluide entre l'entrée et la sortie :  $Q = \Delta h$ .

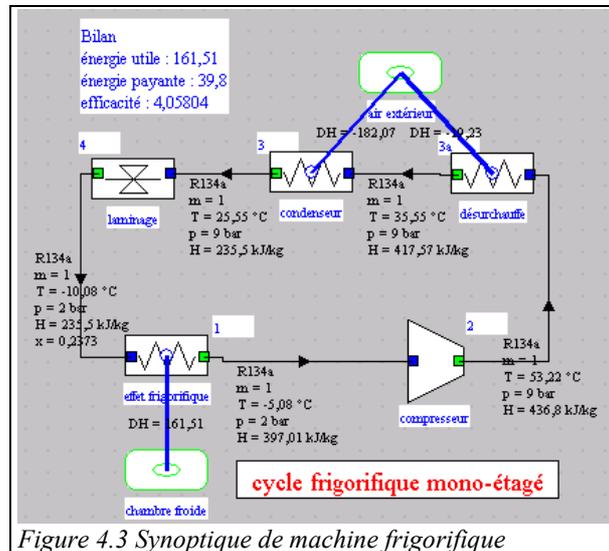


Figure 4.3 Synoptique de machine frigorifique

Le compresseur est une machine compacte, traversée par le fluide à l'état gazeux. Les coefficients d'échange sont faibles, la surface d'échange réduite, de telle sorte que les échanges de chaleur sont en première approximation négligeables : le compresseur est adiabatique et l'application du premier principe indique que le travail de compression est égal à la variation d'enthalpie du fluide entre l'entrée et la sortie :  $\tau = \Delta h$ . Si la machine était parfaite, l'évolution du fluide serait isentropique, de travail de compression  $\tau_s$ . En fait, il y a des irréversibilités, qui sont prises en compte par un rendement isentropique égal à 0,8. Cela signifie que le travail de compression réel est  $\tau = \tau_s / 0,8$ .

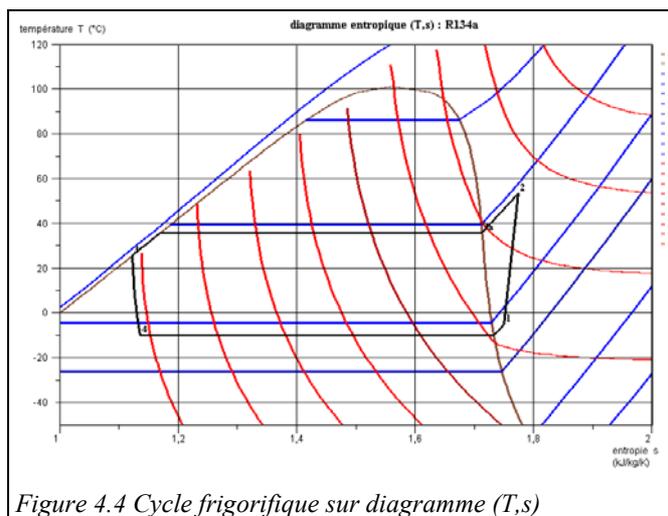


Figure 4.4 Cycle frigorifique sur diagramme (T,s)

Le détendeur est un organe fixe, de petite taille, en première approximation adiabatique. Il n'y a donc ni chaleur ni travail échangé avec l'extérieur et l'application du premier principe indique que l'enthalpie du fluide est la même à l'entrée et à la sortie ( $\Delta h = 0$ ). Il s'agit d'un laminage isenthalpique.

Le schéma de l'installation se déduit des remarques précédentes (figure 4.3) : il est très proche de celui de la figure 4.2, la seule différence étant l'apparition du désurchauffer, préalablement non distingué du condenseur. Il peut être obtenu en chargeant dans Thermoptim l'exemple intitulé « 9.4.1 cycle avec surchauffe et sous-refroidissement » à partir du catalogue.

La modélisation du cycle avec le progiciel Thermoptim conduit aux résultats présentés dans le synoptique de la figure 4.3. On a représenté ce cycle sur les différents diagrammes thermodynamiques, en reliant ses différents points par des droites.

Sur le diagramme entropique (figure 4.4), pour augmenter la lisibilité, on n'a fait apparaître que les isobares (en bleu), et les isenthalpes (en rouge). Le point 1 légèrement surchauffé par rapport à la vapeur saturée est placé sur

l'isobare 2 bars. La compression irréversible se traduit par une augmentation de l'entropie. Le refroidissement par l'air extérieur comporte trois étapes : une désurchauffe (2-3a) dans la zone vapeur, une condensation selon le segment de droite horizontal (3a-3b), et un léger sous-refroidissement (3b-3) presque confondu avec la courbe de saturation liquide.

Le laminage isenthalpique (3-4) conduit à une augmentation de l'entropie, le point 4 étant situé dans la zone d'équilibre liquide-vapeur (titre égal à 0,24).

Sur le diagramme de Mollier (figure 4.5), pour augmenter la lisibilité, on n'a fait apparaître que les isobares (en bleu), et les isothermes (en rouge). Le point 1 légèrement surchauffé par rapport à la vapeur saturée est placé sur l'isobare 2 bars. La compression irréversible se traduit par une augmentation de l'entropie. Le refroidissement par l'air extérieur comporte trois étapes : une désurchauffe (2-3a) dans la zone vapeur, une condensation selon le segment de droite de pente T (3a-3b), et un léger sous-refroidissement (3b-3) presque confondu avec la courbe de saturation liquide.

Le laminage isenthalpique (3-4), représenté par un petit segment horizontal, conduit à une augmentation de l'entropie, le point 4 étant situé dans la zone d'équilibre liquide-vapeur. Sur le diagramme des frigoristes ( $h, \log P$ ) (figure 4.6), pour augmenter la lisibilité, on n'a fait apparaître que les isothermes (en bleu), et les isentropes (en rouge). La compression irréversible se traduit par une augmentation de l'entropie. Si l'on néglige les pertes de charge dans le condenseur, l'ensemble du refroidissement correspond à l'horizontale (2-3), les trois parties représentant le désurchauffeur, la condensation proprement dite et le sous-refroidisseur apparaissant très distinctement.

Le laminage isenthalpique (3-4), représenté par un segment vertical, conduit à une augmentation de l'entropie, le point 4 étant situé dans la zone d'équilibre liquide-vapeur.

Comme on le voit sur cet exemple, la représentation du cycle dans ce diagramme est très parlante sur le plan physique : les échanges de chaleur, quasiment isobares, correspondent aux segments horizontaux, et les compressions et les détentes sont proches des isentropes, d'autant moins pentues que l'on s'écarte de la zone liquide.

Sur les diagrammes exergetiques (figures 4.7 et 4.8), pour augmenter la lisibilité, on n'a fait apparaître que les isobares (en bleu), les isothermes (en rouge) et les isotitres (en magenta).

Le point 1 légèrement surchauffé par rapport à la vapeur saturée est placé sur l'isobare 2 bars. La compression irréversible se traduit par une augmentation de l'entropie. Le refroidissement par l'air extérieur comporte trois étapes : une désurchauffe (2-3a) dans la zone vapeur, une condensation selon le segment de droite (3a-3b), et un léger sous-refroidissement (3b-3) presque confondu avec la courbe de saturation liquide.

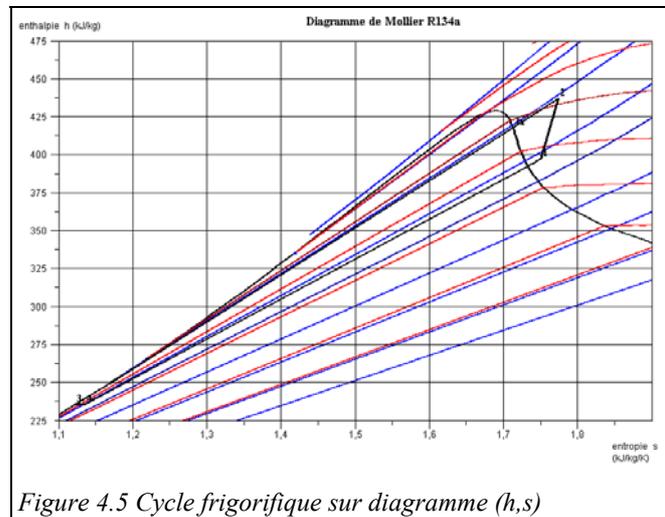


Figure 4.5 Cycle frigorifique sur diagramme ( $h, s$ )

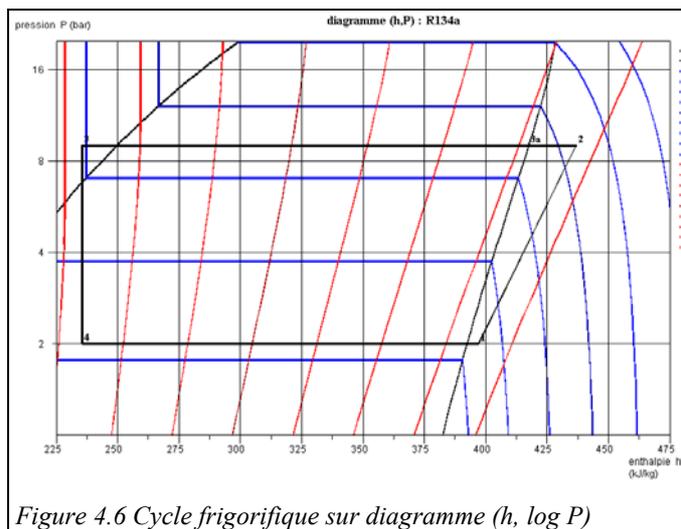


Figure 4.6 Cycle frigorifique sur diagramme ( $h, \log P$ )

Le laminage isenthalpique (3-4), représenté par un segment vertical, conduit à une augmentation de l'entropie, le point 4 étant situé dans la zone d'équilibre liquide-vapeur.

Pour un système multitherme en régime permanent, échangeant de la chaleur avec  $n$  sources  $q_k$  à la température  $T_k$  l'équation exergetique peut s'exprimer sous la forme :

$$w_t + \sum_{k=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) q_k - \Delta ex_h - \Delta ex_{hi} = 0$$

Ecrite pour l'un des échangeurs ( $w_t = 0$ ), cette relation indique que la variation d'exergie  $\Delta ex_h$  du fluide à travers l'échangeur est égale à l'exergie-chaleur reçue par le fluide moins l'exergie  $\Delta ex_{hi}$  détruite du fait des irréversibilités internes et externes.

Sur ces diagrammes, on voit clairement que l'exergie du R134a diminue aussi bien dans le condenseur que dans l'évaporateur. Dans le premier, l'exergie-chaleur est négative car la température du fluide est supérieure à celle de l'environnement (facteur de Carnot positif) et la chaleur fournie par le système (et donc de signe négatif), et dans le second parce que la température du fluide est inférieure à celle de l'environnement (facteur de Carnot négatif) et la chaleur reçue par le système (et donc de signe positif). La détente isenthalpique correspond, elle aussi, à une chute d'exergie.

Les deux échangeurs et le détendeur sont des composants où l'exergie du fluide diminue. Pour fermer le cycle, il faut nécessairement fournir au fluide une exergie correspondant à celle qu'il a perdue. C'est le rôle du compresseur, et les diagrammes exergetiques permettent de bien comprendre la nécessité de cet apport exergetique. Ces deux types de diagrammes, et notamment le  $(s, ex_h)$ , nous paraissent particulièrement faciles à interpréter et très riches d'enseignements pour une analyse exergetique des cycles.

On notera toutefois qu'ils ne visualisent que les variations d'exergie du fluide. Ils ne permettent donc pas d'estimer les irréversibilités dues aux différences de température avec les sources externes, qui sont prises en compte dans les bilans exergetiques lors du calcul des exergies-chaleurs.

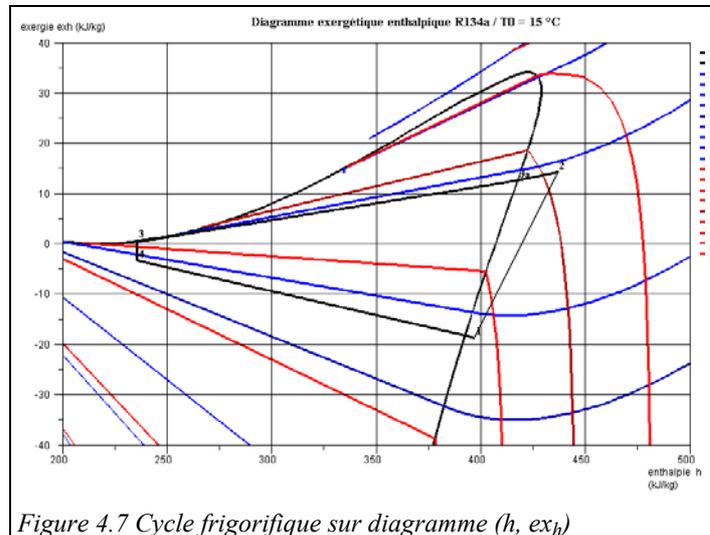


Figure 4.7 Cycle frigorifique sur diagramme  $(h, ex_h)$

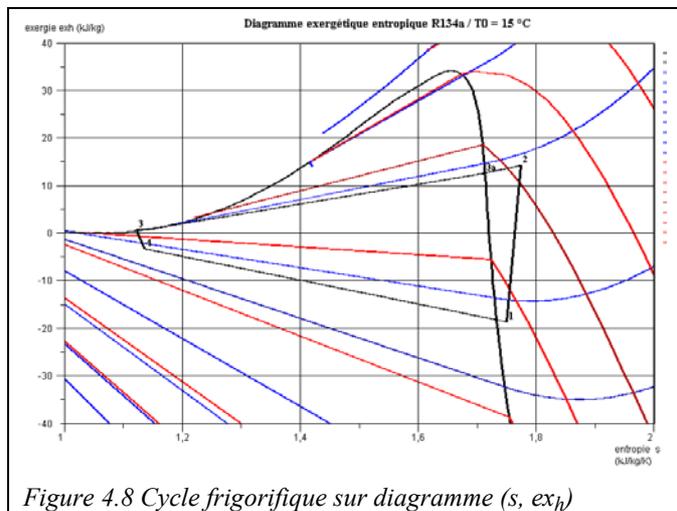


Figure 4.8 Cycle frigorifique sur diagramme  $(s, ex_h)$

## 5 Références

- [1] GICQUEL, R. Systèmes Energétiques, tome 1 : méthodologie d'analyse, bases de thermodynamique, Thermoptim, Presses de l'Ecole des Mines de Paris, février 2001.
- [2] GICQUEL, R. Systèmes Energétiques, tome 2 : Applications, Presses de l'Ecole des Mines de Paris, novembre 2001.

### 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 différents types de diagrammes et de leur construction. Les explications données dans cette notice permettent de le faire dans une très large mesure ;
- l'enseignant peut demander aux élèves de construire 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 par exemple, dans le diagramme entropique, les isenthalpes se rapprochent de l'horizontale, et dans le diagramme des frigoristes, les isothermes 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) ;
- illustrer, dans le diagramme des gaz idéaux, la relation  $C_p > C_v$  en étudiant les pentes des isobares et de isochores ;
- 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 centrale à vapeur, de nombreuses activités intéressantes les élèves peuvent prendre place :

- en premier lieu, bien évidemment, discuter de l'intérêt des différents types de diagrammes (l'enseignant qui le désire pourra pour cela se référer aux sections 2.6.6.1 de [1] et 1.2.3 de [2]).
- par exemple, visualiser la zone des gaz parfaits, qui est très limitée sur les diagrammes : il s'agit de leur partie inférieure droite, où, dans le diagramme entropique, les isenthalpes se rapprochent de l'horizontale, et dans le diagramme des frigoristes, les isothermes de la verticale. Il est alors clair que la détente (3-4) ne peut pas être calculée avec précision si l'on fait l'hypothèse des gaz parfaits. Au point 3 en particulier, l'enthalpie, et donc la capacité thermique massique  $c_p$ , dépendent fortement de la pression ;
- dans la zone d'équilibre liquide-vapeur, 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 ;
- réfléchir sur la notion d'efficacité du cycle, égale au rapport de l'énergie utile (ici essentiellement le travail de détente) à l'énergie payante (ici la chaleur fournie par la chaudière) ;
- comparer cette valeur avec celle du cycle de Carnot fonctionnant entre 20 °C (source froide) et 560 °C (température maximale du cycle), pour se faire une idée de l'écart du cycle réel (0,39) par rapport au cycle idéal (0,65) ;
- étudier l'évolution de l'efficacité du cycle et de la puissance produite lorsque la pression et la température du cycle varient ;
- une première idée pour améliorer le cycle de Hirn consiste à se rapprocher du cycle de Carnot en effectuant des surchauffes (ou réchauffes). Dans ce cas, on commence par détendre partiellement le fluide, puis on le refait passer dans la chaudière, où il est réchauffé, à la nouvelle pression, jusqu'à la température maximale du cycle. Cette opération peut le cas échéant être répétée plusieurs fois, générant ce que l'on appelle une para-isotherme ;
- une autre manière d'améliorer le cycle consiste à effectuer une régénération au moins partielle, en utilisant une partie de l'enthalpie disponible en fin de détente pour préchauffer l'eau comprimée à l'état liquide.

Des études de variantes peuvent ensuite être proposées. On pourra en particulier se référer au chapitre 6 de la référence [2], où sont proposés divers exemples :

- un cycle à prélèvement et réchauffe (taux de prélèvement égal à 15 %, et température de réchauffe identique à celle de surchauffe initiale) ;
- un cycle à vapeur supercritique avancé à deux réchauffes, étudié comme cas limite compte tenu des niveaux de pression et de température choisis : pressions égales à 0,023, 6,5, 76 et 415 bars, et température de surchauffe et de réchauffe de 704 °C ;

- un cycle de centrale nucléaire du type Réacteur à Eau Pressurisée (REP), dont la pression dans le générateur est voisine de 60 bars, et la température de la vapeur 275 °C.

Autour du cycle de turbine à gaz, de nombreuses activités intéressant les élèves peuvent prendre place :

- réfléchir sur la notion d'efficacité du cycle, égale au rapport de l'énergie utile (ici la somme algébrique du travail de détente et du travail de compression) à l'énergie payante (ici la chaleur fournie dans la chambre de combustion) ;
- comparer cette valeur avec celle du cycle de Carnot fonctionnant entre 15 °C (source froide) et 1200 °C (température maximale du cycle), pour se faire une idée de l'écart du cycle réel (0,358) par rapport au cycle idéal (0,797) ;
- étudier l'évolution de l'efficacité du cycle et de la puissance produite lorsque la pression et la température du cycle varient. En faisant varier la pression du cycle, on obtient l'abaque de la figure 5.1 donnant l'évolution du rendement en fonction du travail utile. Le rendement maximum est obtenu, à température d'entrée turbine donnée, pour un rapport de compression de 27, et la puissance maximale pour 11 ;
- la plupart des turbines à gaz travaillent en cycle ouvert et rejettent dans l'atmosphère des gaz à température élevée (500 - 600 °C). Il peut quelquefois être possible d'améliorer le cycle en ayant recours à la régénération, c'est-à-dire en valorisant les gaz d'échappement en préchauffant l'air en sortie du compresseur. Une discussion sur les limites de cette solution fournit l'occasion d'un échange fructueux avec les élèves ;

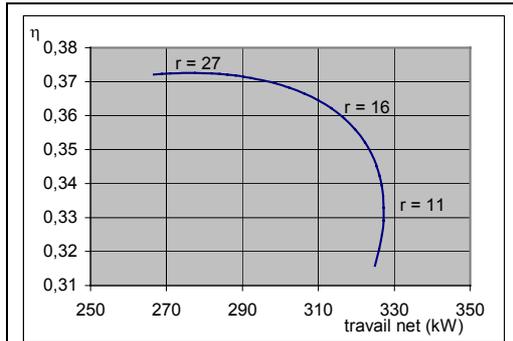


Figure 5.1

- une autre manière d'améliorer le cycle consiste à injecter de la vapeur formée en utilisant les gaz d'échappement pour vaporiser de l'eau comprimée à l'état liquide ;
- le modèle reprenant les hypothèses du sujet du concours commun 2001 des écoles des mines d'Albi, Alès, Douai et Nantes (turbine à gaz traversée par de l'air supposé parfait) peut aussi être présenté, avec les résultats auxquels il conduit pour quelques rapports de compression (4, 8 et 12), et la représentation des cycles correspondants sur un diagramme entropique équipé des isobares (figure 5.2). Ce modèle peut être comparé au précédent, beaucoup plus précis du fait que la combustion est effectivement calculée.

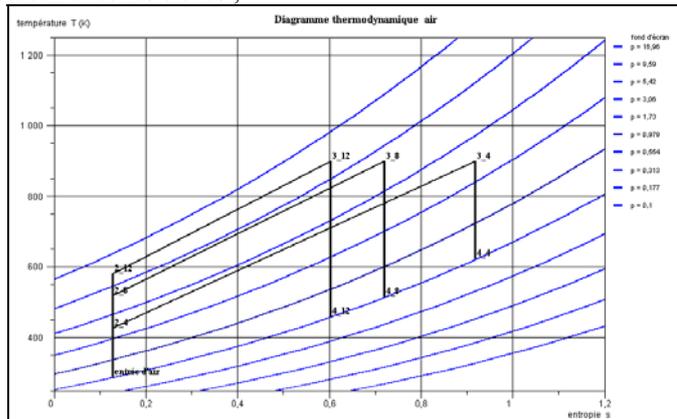


Figure 5.2 : Représentation de cycles de turbine à gaz à air parfait pour trois rapports de compression

De telles études de variantes peuvent être proposées, notamment en se basant sur les huit exemples proposés dans le chapitre 2 de la référence [2], qui comportent, outre une turbine à gaz à régénération, et une turbine à gaz à injection de vapeur qui viennent d'être évoquées :

- une turbine à gaz à cycle fermé à hélium, l'intérêt de cet exemple étant, l'hélium étant un gaz parfait, de permettre d'obtenir les mêmes résultats avec le progiciel et avec une approche analytique.
- une turbine à gaz à refroidissement intermédiaire
- une turbine à gaz à combustion séquentielle
- une turbine à gaz biétagée à refroidissement intermédiaire, réchauffe et régénération. Cet exemple, beaucoup plus compliqué que les précédents, met en jeu deux échangeurs (de type croisé, non mélangé), dont l'un crée une boucle interne : le régénérateur ;
- une turbine à gaz réfrigérée

Autour du cycle du réfrigérateur domestique, de nombreuses activités intéressant les élèves peuvent prendre place :

- en premier lieu, bien évidemment, discuter de l'intérêt des différents types de diagrammes (l'enseignant qui le désire pourra pour cela se référer à la section 2.6.6.1 de [1]).
- par exemple, visualiser la zone des gaz parfaits, qui est très limitée sur les diagrammes : il s'agit de leur partie inférieure droite, où, dans le diagramme entropique, les isenthalpes se rapprochent de l'horizontale, et dans le diagramme des frigoristes, les isothermes de la verticale. Il est alors clair que la compression (1-2) ne peut pas être calculée avec précision si l'on fait l'hypothèse des gaz parfaits. Au point 2 en particulier, l'enthalpie, et donc la capacité thermique massique  $c_p$ , dépendent fortement de la pression ;
- dans la zone d'équilibre liquide-vapeur, 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 ;
- réfléchir sur la notion d'efficacité du cycle, égale au rapport de l'énergie utile (ici l'effet frigorifique) à l'énergie payante (ici le travail de compression), qui s'appelle coefficient de performance (COP) pour une machine frigorifique. Sa valeur est ici 4,06, comme indiqué figure 4.3 ;
- comparer cette valeur avec celle du cycle de Carnot inverse fonctionnant entre  $-5\text{ °C}$  (freezer) et  $20\text{ °C}$  (air ambiant), pour se faire une idée de l'écart du cycle réel (4,06) par rapport au cycle idéal (11,7) ;
- étudier l'évolution du COP et de la puissance frigorifique lorsque la température de l'air ambiant varie. Pour cela, il faut ajuster la pression de condensation pour que la température de condensation soit supérieure d'environ  $15\text{ °C}$  à celle de l'air : environ 10,17 bars pour  $25\text{ °C}$ , et 11,2 pour  $30\text{ °C}$ . L'évolution du COP peut ainsi être tracée (figure 5.3) ;
- étant donné que les points 3 et 4 ont la même enthalpie, plus le sous-refroidissement (3b-3) est important, plus l'effet frigorifique 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 l'air extérieur, 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 principalement utilisé auparavant dans les réfrigérateurs domestiques, 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.

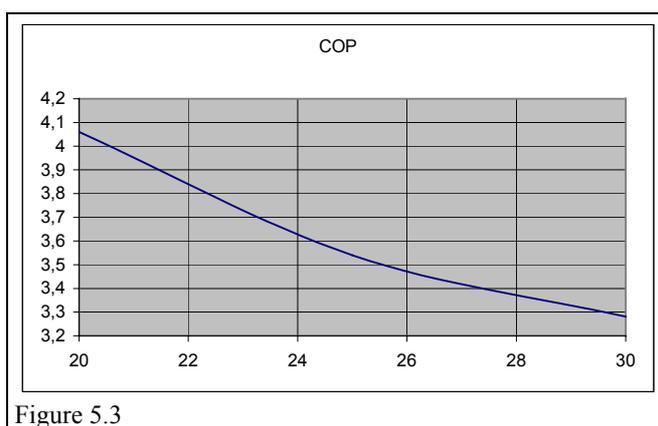


Figure 5.3

Des études de variantes peuvent ensuite être proposées. On pourra en particulier se référer aux chapitres 9 et 10 de la référence [2], où sont proposés une dizaine d'exemples.

INTRODUCTION .....	1
<i>Implications de l'expression du premier principe en système ouvert</i> .....	1
1 PRESENTATION DES DIAGRAMMES THERMODYNAMIQUES .....	2
1.1.1 Diagramme de Clapeyron .....	2
1.1.2 Diagramme entropique .....	3
1.1.3 Diagramme de Mollier .....	4
1.1.4 Diagramme des frigoristes .....	5
1.1.5 Diagramme exergétique enthalpique ( $h, ex_h$ ) .....	6
1.1.6 Diagramme exergétique entropique ( $s, ex_h$ ) .....	7
1.1.7 Diagrammes des gaz idéaux .....	9
2 ÉTUDE D'UNE CENTRALE ELECTRIQUE A VAPEUR .....	9
2.1 Comparaison avec le cycle de Carnot .....	9
2.2 Technologies des composants .....	11
2.3 Evolutions thermodynamiques du fluide dans les composants et modèles correspondants .....	11
3 ÉTUDE D'UNE TURBINE A GAZ .....	14
3.1 Comparaison avec le cycle de Carnot .....	14
3.2 Technologies des composants .....	15
3.3 Evolutions thermodynamiques du fluide dans les composants et modèles correspondants .....	16
4 ÉTUDE D'UN REFRIGERATEUR DOMESTIQUE .....	17
4.1 Comparaison avec le cycle de Carnot inverse .....	17
4.2 Technologies des composants .....	18
4.3 Evolutions thermodynamiques du fluide dans les composants et modèles correspondants .....	19
5 REFERENCES .....	21
ANNEXE ACTIVITES PEDAGOGIQUES CONNEXES AVEC LES ELEVES .....	22