

# Thermodynamique industrielle

## 1. Approche globale

On appelle **machine thermique** un dispositif fonctionnant en cycles dans lequel un fluide échange de l'énergie par transfert thermique et par travail.

L'étude globale est une étude de type « système fermé » : elle consiste à appliquer les principes de la thermodynamique à la totalité du fluide contenu dans la machine.

Cas d'une machine à piston : la transformation considérée est un cycle complet du fluide contenu dans la chambre de combustion. Comme il s'agit d'un cycle, l'état final du fluide est identique à son état initial et les variations des fonctions d'état sont nulles.

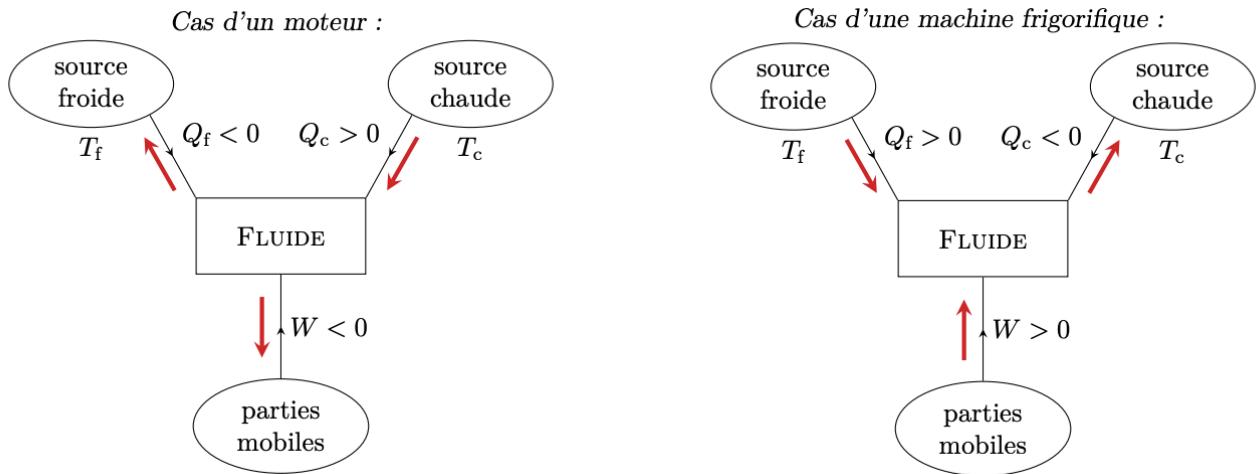
Cas d'une machine à écoulement : on ne considère que le cas du régime permanent, si bien que les variations des fonctions d'état sont nulles, quelle que soit la transformation considérée (finie ou infinitésimale).

### 1.1. Sens des échanges d'énergie dans une machine ditherme

Une machine est dite **ditherme** si elle n'échange de transfert thermique qu'avec deux sources de chaleur au cours du cycle.

**Intérêt** : en pratique, l'une des sources de chaleur est très souvent directement l'environnement (atmosphère, fleuve ou eau de mer...) : il n'y a donc qu'une seule source à « fabriquer », ce qui simplifie la conception de la machine.

**Diagramme des échanges** : notations type machine à pistons ; dans le cas d'une machine à écoulement en régime permanent, des considérations identiques sont valables pour les puissances mécanique  $P_m$  et thermiques  $P_c$  et  $P_f$ .



On note que le sens des échanges d'énergie est le même dans toute machine frigorifique, qu'il s'agisse d'un réfrigérateur ou d'une pompe à chaleur ... *MAIS* :

- un réfrigérateur a pour but de refroidir la source froide (son compartiment interne) ;
- une pompe à chaleur a pour but de réchauffer la source chaude (l'intérieur du bâtiment).

Le principe de fonctionnement est donc le même, mais la technologie diffère ... et la définition de l'efficacité aussi.

## 1.2. Performances

De façon très générale, la performance d'une machine thermique est décrite par un nombre sans dimension :

$$\text{performance} = \frac{\text{énergie intéressante récupérée}}{\text{énergie coûteuse dépensée}}$$

Les performances caractérisent l'ensemble du cycle, et s'expriment en fonction des énergies/puissances fournies au sein des étapes/composants élémentaires.

Le transfert thermique échangé avec le milieu naturel extérieur est toujours considéré gratuit, les deux énergies qui interviennent dans le calcul des performances sont donc le **travail indiqué** et l'autre **transfert thermique**.

### 1.2.1. Rendement d'un moteur

Le **rendement d'un moteur** est défini par :

$$\eta = -\frac{W}{Q_c} = -\frac{\mathcal{P}_m}{\mathcal{P}_c}$$

Il est compris entre 0 et 1 et est borné par le **rendement de Carnot** :

$$\eta_C = 1 - \frac{T_f}{T_c}$$

Méthode pour établir le rendement de Carnot :

$$1^{\text{er}} \text{ principe : } \Delta U = Q_c + Q_f + W = 0$$

$$2^{\text{nd}} \text{ principe : } \Delta S = \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} + S_{\text{créée}} = 0$$

$$\text{Expression générale du rendement : } \eta = -\frac{W}{Q_c} = \left(1 - \frac{T_f}{T_c}\right) - T_f \frac{S_{\text{créée}}}{Q_c}$$

Comme  $S_{\text{créée}} \geq 0$ , alors le rendement est limité :  $\eta \leq \eta_C$ .

Interprétation physique :

$$|W| = \eta Q_c \text{ et } |Q_f| = (1 - \eta)Q_c$$

si le rendement  $\eta$  diminue, alors pour une même énergie coûteuse  $Q_c$  le travail fourni  $W$  diminue et l'énergie cédée  $Q_f$  à la source froide augmente.

La création d'entropie traduit une « mauvaise » utilisation de l'énergie coûteuse.

On parle alors parfois de dégradation d'énergie : au lieu d'être récupérée sous forme de travail, elle est dissipée dans l'environnement par transfert thermique.

### 1.2.2. Efficacité ou coefficient de performance d'une machine frigorifique

#### Cas d'une machine réfrigérante

L'**efficacité ou coefficient de performance frigorifique (COP froid)** d'une machine frigorifique (réfrigérateur, climatiseur...) est définie par :

$$e = \frac{Q_f}{W} = \frac{\mathcal{P}_f}{\mathcal{P}_m}$$

Elle est généralement supérieure à 1, et bornée par l'efficacité de Carnot :

$$e_C = \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

#### Cas d'une pompe à chaleur

L'**efficacité ou coefficient de performance (COP)** d'une pompe à machine est définie par :

$$e = -\frac{Q_c}{W} = -\frac{\mathcal{P}_c}{\mathcal{P}_m}$$

Elle est généralement supérieure à 1, et bornée par l'efficacité de Carnot :

$$e_C = \frac{T_c}{T_c - T_f}$$

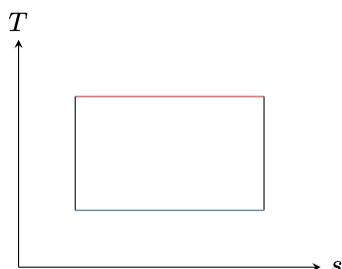
On retiendra l'expression de l'efficacité de Carnot sous la forme :

$$e_C = \frac{\text{température intéressante}}{\text{différence de température entre sources}}$$

### 1.2.3. Cycle de Carnot

Le cycle qui donne le meilleur rendement est appelé **cycle de Carnot**. Il est totalement réversible, donc sans jamais aucune inhomogénéité puisque ce sont les sources d'irréversibilité.

- Pour les étapes au contact des sources : si la température du fluide est différente de celle de la source, il y a inhomogénéité de température : ce sont forcément des isothermes.
- Pour les étapes intermédiaires : ce sont évidemment des adiabatiques (pas de contact avec les sources), dans lesquelles un travail permet de modifier la température sans transfert thermique, et comme elles sont réversibles par hypothèse, ce sont des isentropiques.



Le cycle de Carnot est composé :

- de deux isothermes réversibles aux températures des sources ;
- de deux adiabatiques réversibles.

Le cycle de Carnot est complètement réversible, le second principe autorise donc qu'il soit parcouru dans les deux sens : c'est le même pour un moteur ou un récepteur thermique. Seul change le sens de parcours du cycle, et bien sûr les échanges d'énergie auxquels on s'intéresse.

## 2. Principes de la thermodynamique pour un fluide en écoulement

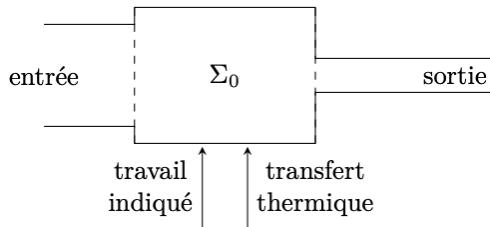
### 2.1. Du système ouvert à un système fermé

Considérons un fluide en écoulement stationnaire dans une conduite. Cette conduite amène le fluide dans un composant de la machine, où il reçoit depuis l'extérieur de l'énergie mécanique (travail indiqué) et un transfert thermique.

Le but est de procéder à un bilan d'énergie pour le fluide contenu dans le composant, délimité par une **surface de contrôle**, c'est-à-dire une surface fictive qui sert à isoler par la pensée le système étudié  $\Sigma_0$ .

Difficulté :

$\Sigma_0$  est un système ouvert, son énergie peut donc varier non seulement sous l'effet des échanges de travail et de chaleur, mais aussi parce qu'il échange de la matière.



Les principes de la thermodynamique sous leur forme « usuelle » ne s'appliquent qu'à des systèmes fermés.

Il y a donc nécessité de les reformuler pour notre système ouvert, en se ramenant à un système fermé entre deux instants proches  $t$  et  $t + dt$ .

#### Construction du système fermé

Le but est d'isoler par la pensée un système fermé, c'est-à-dire qui contienne les mêmes particules fluides à l'instant  $t$  et  $t + dt$ , et qui englobe tout le système ouvert  $\Sigma_0$  à chaque instant : il faut donc voir un peu plus grand.

- À l'instant  $t$  :

$$\Sigma_f(t) = \Sigma_0 + \delta\Sigma_e$$

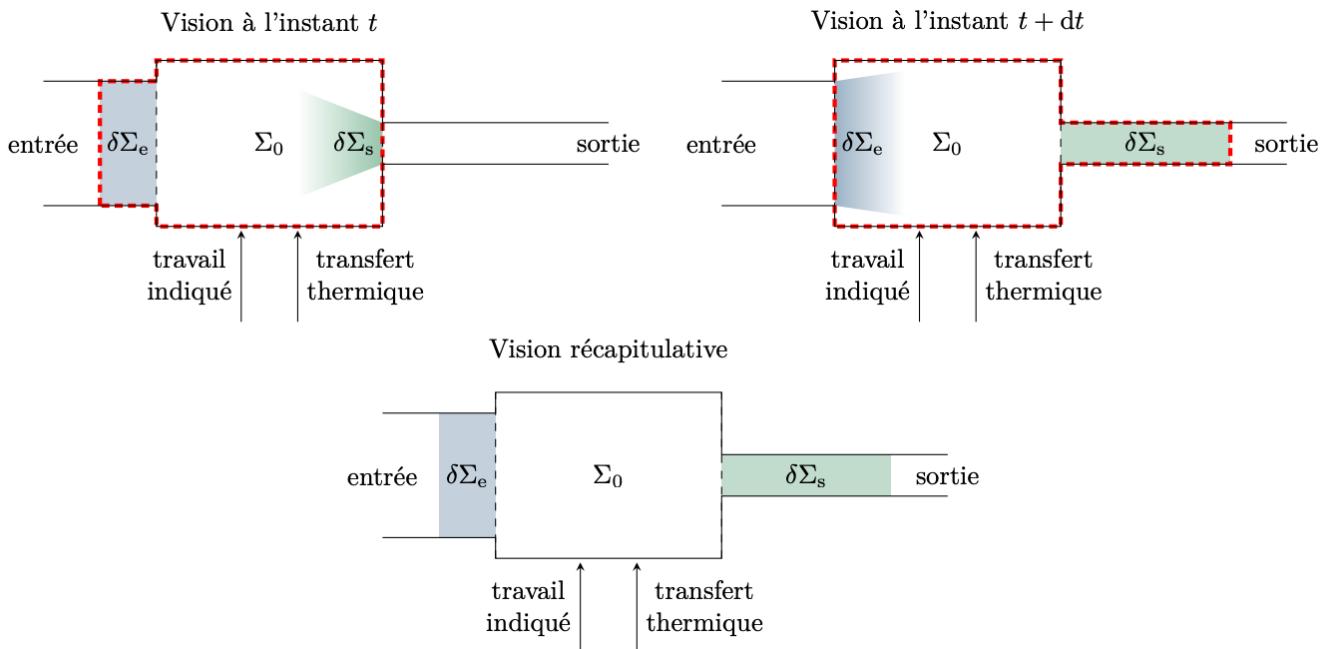
avec  $\delta\Sigma_e$  la portion infinitésimale de fluide qui va rentrer dans le composant entre  $t$  et  $t + dt$ .

- À l'instant  $t + dt$  :

$$\Sigma_f(t + dt) = \Sigma_0 + \delta\Sigma_s$$

avec  $\delta\Sigma_s$  la portion infinitésimale de fluide qui est sortie du composant entre  $t$  et  $t + dt$ .

Ce système est bien fermé (il contient les mêmes particules fluides à  $t$  et  $t + dt$ ), et reçoit travail et transfert thermique à l'intérieur du composant étudié.



## Bilan de masse

$$m_0(t + dt) = m_0(t) + \delta m_e - \delta m_s$$

d'où  $\delta m_e = \delta m_s$  car  $m_0 = \text{constante}$  par hypothèse de stationnarité.

Les systèmes  $\delta\Sigma_e$  et  $\delta\Sigma_s$  ont même masse, appelée **masse traversante**.

Physiquement la masse traversant  $\delta m$  est reliée au débit massique : c'est la masse qui traverse la section d'entrée et/ou de sortie pendant  $dt$ , donc par définition :

$$\delta m = D_m dt$$

## 2.2. Bilan d'énergie : premier principe pour le système ouvert

Idée physique : procéder au bilan d'énergie totale (énergie mécanique et énergie interne) de  $\Sigma_f$  entre  $t$  et  $t + dt$ , c'est-à-dire exprimer sa variation d'énergie de deux façons différentes,

- d'une part à l'aide de la constitution du système :  $\delta\Sigma_e$  et  $\delta\Sigma_s$  n'ont pas la même énergie ;
- d'autre part en appliquant le premier principe à  $\Sigma_f$ , c'est-à-dire avec les énergies échangées avec l'extérieur dans le composant étudié.

Notations : On note  $E_f = U_f + E_{c,f} + E_{pp,f}$  l'énergie totale de  $\Sigma_f$ . Pour exprimer l'énergie potentielle de pesanteur, on suppose l'axe z vertical vers le haut.

### 2.2.1. À partir de la constitution du système

Entre  $t$  et  $t + dt$ , l'énergie totale  $E_f$  varie de :

$$\begin{aligned}
 dE_f &= E_f(t + dt) - E_f(t) \\
 &= [E_0(t + dt) + \delta E_s] - [E_0(t) + \delta E_e] \\
 &= \left[ E_0(t + dt) + \delta m u_s + \frac{1}{2} \delta m v_s^2 + \delta m g z_s \right] - \left[ E_0(t + dt) + \delta m u_e + \frac{1}{2} \delta m v_e^2 + \delta m g z_e \right] \\
 &= \delta m \left[ (u_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s) - (u_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e) \right]
 \end{aligned}$$

## 2.2.2. En appliquant le 1er principe

### Transfert thermique

Le fluide reçoit un transfert thermique  $\delta Q$ .

### Travail indiqué

Si le composant étudié contient des parties mobiles, alors le fluide peut les mettre en mouvement ou réciproquement : cela se fait par échange de travail indiqué  $\delta W_i$ .

On appelle travail indiqué le travail algébriquement fourni au fluide par les pièces mobiles d'une machine. Il peut être positif ou négatif.

*Exemples : le travail indiqué est positif pour une pompe et négatif pour une turbine.*

### Travail de transvasement

Si le fluide avance ... c'est qu'il est poussé par des forces, qui ne peuvent être que des forces de pression. On distingue les forces de pression d'admission, côté entrée et qui sont dans le sens de l'écoulement, des forces de pression de refoulement, côté sortie et qui s'opposent à l'écoulement.

Comme la pression est a priori différente sur les sections d'entrée et de sortie, il faut décomposer :

- sur la face d'entrée : la pression d'admission est motrice et son travail est positif :

$$\delta W_{p,e} = \mathcal{P}_{p,e} dt = + P_e S_e v_e dt = + P_e D_{V,e} dt = + P_e \frac{D_m}{\rho_e} dt$$

- sur la face de sortie : la pression de refoulement est résistante, donc son travail est négatif, et on a :

$$\delta W_{p,s} = \mathcal{P}_{p,s} dt = - P_s S_s v_s dt = - P_s D_{V,s} dt = - P_s \frac{D_m}{\rho_s} dt$$

La somme  $\delta W_{trans} = \delta W_{p,e} + \delta W_{p,s}$  est appelé **travail de transvasement**, c'est lui qui assure l'écoulement du fluide au travers de la machine.

## 2.2.3. 1er principe industriel (1er principe pour un système ouvert)

$$dE_f = \delta Q + \delta W_i + \delta W_{trans}$$

$$\delta m \left[ \left( u_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) - \left( u_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) \right] = \delta Q + \delta W_i + P_e \frac{D_m}{\rho_e} dt - P_s \frac{D_m}{\rho_s} dt$$

que l'on peut aussi réécrire en remplaçant  $D_m dt = \delta m$  :

$$\delta m \left[ \left( u_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) - \left( u_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) \right] = \delta Q + \delta W_i + \frac{P_e}{\rho_e} \delta m - \frac{P_s}{\rho_s} \delta m$$

$$\delta m \left[ \left( u_s + \frac{P_s}{\rho_s} + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) - \left( u_e + \frac{P_e}{\rho_e} + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) \right] = \delta Q + \delta W_i$$

Par définition l'enthalpie s'exprime par  $H = U + PV$  et si on divise par  $m$  on obtient l'enthalpie massique, soit  $h = u + P/\rho$ .

$$\delta m \left[ \left( h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) - \left( h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) \right] = \delta Q + \delta W_i$$

## Écriture « par unité de masse traversant » : en énergies massiques

On divise la relation précédente par  $\delta m$ , dont on rappelle qu'il s'agit de la masse qui entre, égale à la masse qui sort, de  $\Sigma_0$  pendant  $dt$ .

### Écriture massique du 1<sup>er</sup> principe :

$$\left( h_s + \frac{1}{2}v_s^2 + g z_s \right) - \left( h_e + \frac{1}{2}v_e^2 + g z_e \right) = q + w_i$$

avec  $q$  le **transfert thermique massique** (en  $J \cdot kg^{-1}$ ) reçu par le fluide et  $w_i$  le **travail indiqué massique**.

Remarque :

Le terme « massique » est à comprendre comme « par unité de masse traversante », et pas « par unité de masse du système ouvert » : la masse par laquelle on divise est  $\delta m \neq m_0$ .

Le transfert thermique massique correspond au transfert thermique que reçoit  $1 kg$  de fluide entre son entrée et sa sortie du volume de contrôle  $\Sigma_0$ .

## Écriture « par unité de temps » : en puissance

On divise cette fois la relation par  $dt$ .

### Écriture en puissance du premier principe :

$$D_m \left[ \left( h_s + \frac{1}{2}v_s^2 + g z_s \right) - \left( h_e + \frac{1}{2}v_e^2 + g z_e \right) \right] = \mathcal{P}_{th} + \mathcal{P}_i$$

avec  $\mathcal{P}_{th}$  la **puissance thermique** (en  $W$ ) reçue par le fluide et  $\mathcal{P}_i$  la **puissance indiquée**.

## 2.3. Bilan d'entropie : second principe pour le système ouvert

### 2.3.1. 2<sup>nd</sup> principe par unité de masse traversant (en entropies massique)

$$s_s - s_e = s_{éch} + s_{créée} = \frac{q}{T_{ext}} + s_{créée}$$

avec  $s_{éch}$  l'entropie massique échangée au sein de  $\Sigma_0$  et  $s_{créée}$  l'entropie massique créée.

### 2.3.2. 2<sup>nd</sup> principe par unité de temps

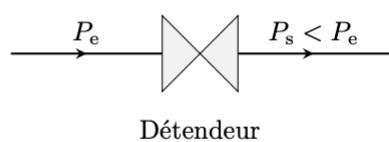
$$D_m(s_s - s_e) = \frac{\delta S_{éch}}{dt} + \frac{\delta S_{créée}}{dt} = \frac{\mathcal{P}_{th}}{T_{ext}} + \frac{\delta S_{créée}}{dt}$$

Les causes de création d'entropie au sein d'un écoulement sont les causes classiques d'irréversibilité : inhomogénéités (principalement de température) et frottements de toute sorte, notamment la viscosité.

### 3. Quelques composants des installations industrielles

#### 3.1. Détendeur

Un détendeur est un dispositif permettant de diminuer la pression d'un fluide sans échange de travail, simplement par un phénomène de perte de charge. Cette chute de pression s'accompagne selon les situations d'une variation de température, de masse volumique et/ou d'un changement d'état. La transformation subie par le fluide au sein du détendeur est appelée détente ou laminage.



Détendeur

Détendeur d'un frigo domestique.

En pratique, un détendeur est caractérisé par sa pression d'entrée et sa pression de sortie, ou de façon équivalente la pression d'entrée et la chute de pression qu'il impose. Il s'agit basiquement d'un dispositif de type vanne ou soupape (comme sur une cocotte-minute), ou encore d'un long capillaire (conduite très fine) enroulé dans lequel la pression diminue sous l'effet des pertes de charge. Un détendeur ne comporte pas de pièces mobiles.

#### Application du premier principe

- Travail indiqué : nul car aucune pièce mobile
- Transfert thermique : négligeable car le passage dans le détendeur est rapide, on peut modéliser le détendeur par un système calorifugé.
- Variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle massique : supposées nulles.
- Simplification du premier principe : barrer les termes

$$\left( h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) - \left( h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) = q + w_i$$

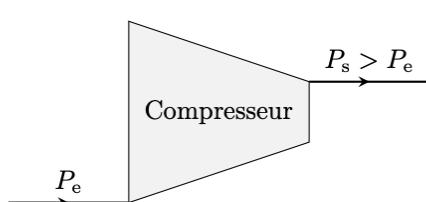
Pour un détendeur parfaitement calorifugé dans lequel les variations d'énergie cinétique et potentielle massique sont négligeables, le transfert est isenthalpique.

$$h_s = h_e$$

On parle alors de laminage ou détente isenthalpique, qu'on appelle encore détente de Joule Thomson.

#### 3.2. Compresseur, pompe et turbine

Un compresseur est un dispositif qui permet d'augmenter la pression d'un gaz par un procédé mécanique. Une pompe joue le même rôle pour un liquide. La compression d'un gaz s'accompagne d'une variation de température et de masse volumique.

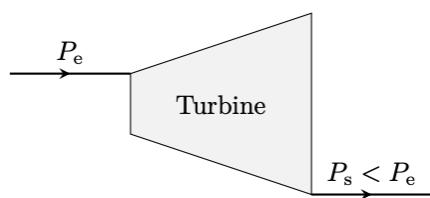


Compresseur d'un climatiseur automobile.

Une turbine est un dispositif tournant qui permet d'extraire un travail mécanique du fluide. Le passage au travers d'une turbine entraîne au moins une chute de pression au sein du fluide, qui s'accompagne souvent d'une variation de température et/ou d'un changement d'état.



Turbine d'une centrale à gaz.



En pratique, un compresseur, une pompe ou une turbine sont caractérisés par leur pression d'entrée, leur pression de sortie, et leur rendement isentropique.

### Application du premier principe

- Travail indiqué : par définition non nul. On a  $w_i < 0$  pour une turbine et  $w_i > 0$  pour un compresseur.
- Transfert thermique : négligeable car le passage dans une turbine ou un compresseur est rapide, on peut les modéliser par des dispositifs calorifugés.
- Variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle massique : négligeables devant la variation d'enthalpie massique du fluide.
- Simplification du premier principe : barrer les termes

$$\left( h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) - \left( h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) = q + w_i$$

Pour une turbine ou un compresseur parfaitement calorifugé dans lequel les variations d'énergie cinétique et potentielle massique sont négligeables.

$$h_s - h_e = w_i \quad \text{ou} \quad D_m(h_s - h_e) = \mathcal{P}_i$$

### Rendement isentropique

Une turbine ou un compresseur contiennent des pièces mobiles tournant à très grande vitesse : les sources d'irréversibilité y sont nombreuses, et elles ne sont pas sans impact sur les performances de l'installation.

Illustration sur un diagramme des frigoristes : exemple du R290.

Considérons une compression dans un compresseur ou une détente dans une turbine d'une quantité  $\Delta P$  donnée.

Cas réversible : comme il n'y a pas d'échange thermique, la transformation est isentropique.

- Compression : l'état initial est 1, l'état final est 2.
- Détente : réciproquement, l'état initial est 2 et l'état final 1.

Cas irréversible : l'entropie massique finale est nécessairement supérieure à ce qu'elle serait dans le cas réversible.

- Compression : le fluide part de l'état 1 pour aboutir par exemple à l'état 2'.

Conséquence en termes de travail indiqué : on constate  $h_{2'} > h_2$  donc d'après le premier principe le travail à fournir pour comprimer de  $\Delta P$  est supérieur lorsque la compression est irréversible.

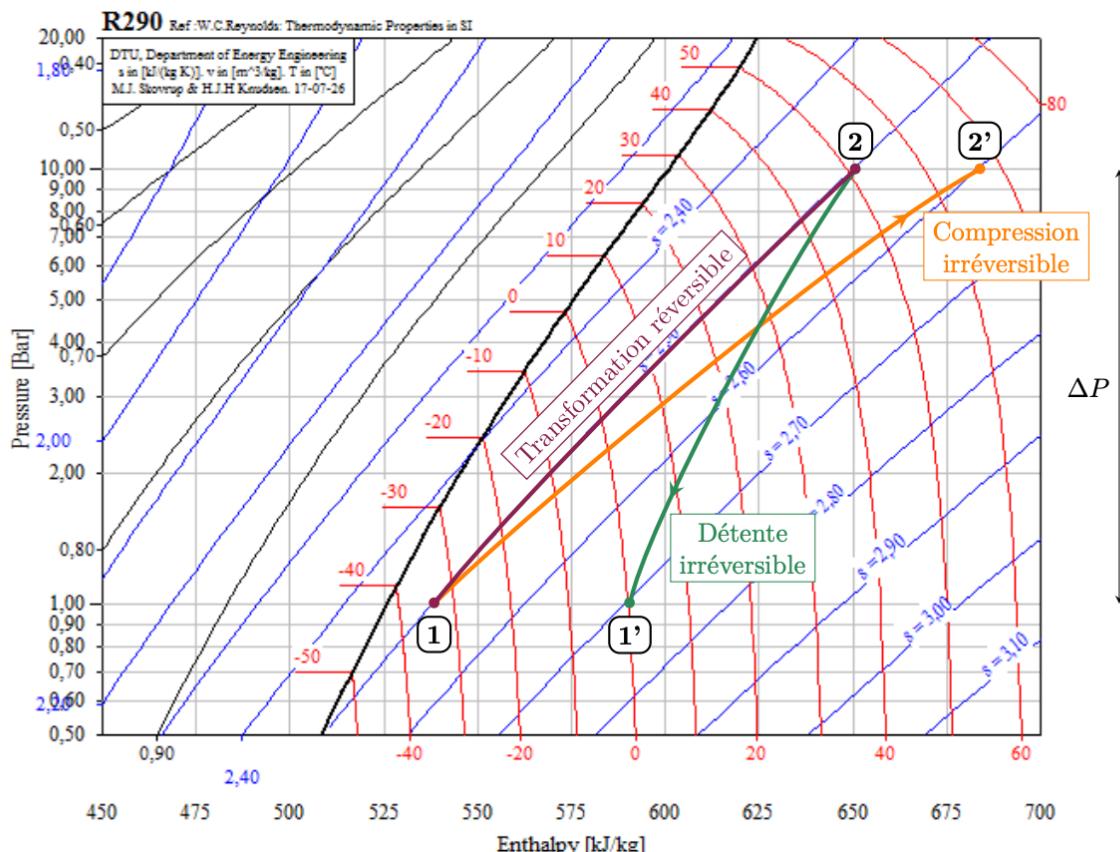
Conséquence en termes de température : par lecture des isothermes, on constate  $T_{2'} > T_2$  par lecture des isothermes.

On retrouve l'idée que la création d'entropie traduit une mauvaise utilisation de l'énergie : ici, une partie du travail fourni sert non pas à comprimer le gaz mais à augmenter sa température.

- Détente (turbine) : le fluide part de l'état 2 pour aboutir par exemple à l'état 1'.

Conséquence en termes de travail indiqué : on constate  $h_{1'} > h_1$  donc d'après le premier principe  $|w_i'| < |w_i|$ , le travail récupéré par la turbine pour une même chute de pression est plus faible dans le cas irréversible.

Conséquence en termes de température : par lecture des isothermes, on constate  $T_{1'} > T_1$



Zoom sur la courbe de rosée du propane

L'irréversibilité d'un compresseur ou d'une turbine affecte ses performances.

On appelle **rendement isentropique d'une turbine** le nombre sans dimension et inférieur à 1.

$$\eta_{turb} = \frac{w_i^{réel}}{w_i^{iso-s}} = \frac{w_i^{réel}}{w_i^{max}} = \frac{(h_s - h_e)^{réel}}{(h_s - h_e)^{iso-s}}$$

On appelle **rendement isentropique d'un compresseur** le nombre sans dimension et inférieur à 1.

$$\eta_{comp} = \frac{w_i^{iso-s}}{w_i^{réel}} = \frac{w_i^{min}}{w_i^{réel}} = \frac{(h_s - h_e)^{iso-s}}{(h_s - h_e)^{réel}}$$

## Application : Rendement isentropique

On raisonne sur l'exemple du R290.

1. Déterminer le rendement isentropique de la compression  $1 \rightarrow 2'$ .

$$\eta_{comp} = \frac{650 - 535}{685 - 535} = 0,76$$

2. On raisonne sur une autre détente irréversible, de même  $\Delta P$  mais de rendement isentropique égal à 0,7. Placer le point final  $1''$  sur le diagramme des frigoristes et calculer le travail massique cédé à la turbine.

Comme  $\Delta P$  ne change pas, on connaît déjà la pression. On calcule l'enthalpie massique avec la définition du rendement isentropique :

$$\eta = \frac{h_2 - h_{1''}}{h_2 - h_1} = 0,7$$

On trouve  $h_{1''} = h_2 - \eta(h_2 - h_1) = 570 \text{ kJ.kg}^{-1}$ .

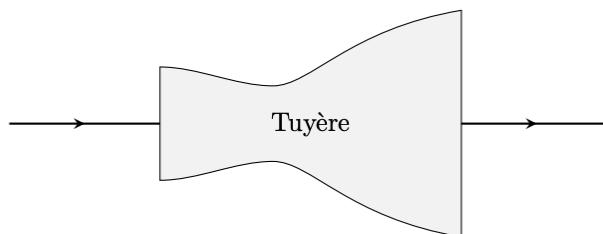
Le travail cédé à la turbine vaut  $w_{turb} = |h_{1''} - h_2| = 80 \text{ kJ.kg}^{-1}$

### 3.3. Tuyère

Une tuyère est une conduite de section variable permettant d'augmenter l'énergie cinétique d'un fluide. Un dispositif analogue mais servant à diminuer l'énergie cinétique du fluide est appelé diffuseur. Le passage au travers d'une tuyère s'accompagne d'une variation d'enthalpie du fluide, donc au moins d'une variation de pression, et dans le cas d'une tuyère à gaz d'une variation de température.



Tuyère d'éjection du moteur Vulcain  
qui équipe la fusée Ariane.



On distingue les tuyères d'**admission** des tuyères d'**éjection** ou de **refoulement** de fluide.

Un cas fréquemment rencontré est celui d'une tuyère d'éjection de gaz chauds produits par un moteur qui transforme leur énergie thermique en énergie cinétique, par exemple pour propulser un avion à réaction ou une fusée.

### Application du premier principe

- Travail indiqué : nul car aucune pièce mobile.
- Transfert thermique : négligeable car le passage dans la tuyère est rapide, on peut la modéliser par un système calorifugé ... mais attention, cela ne veut pas dire que la température des gaz ne change pas : adiabatique n'est pas synonyme d'isotherme.
- Variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle massique : on peut négliger l'énergie potentielle de pesanteur, mais évidemment pas l'énergie cinétique car le but d'une tuyère est de la modifier. Dans le cas d'une tuyère de propulsion, l'énergie cinétique des gaz en entrée est négligeable devant celle en sortie.
- Simplification du premier principe : barrer les termes

$$\left( h_s + \frac{1}{2}v_s^2 + g z_s \right) - \left( h_e + \frac{1}{2}v_e^2 + g z_e \right) = q + w_i$$

Pour une tuyère parfaitement calorifugée dans laquelle l'énergie cinétique d'entrée et les variations d'énergie de pesanteur sont négligeables.

$$h_s - h_e + \frac{1}{2} v_s^2 = 0$$

### Application : Tuyère Vulcain

Le moteur Vulcain a pour rôle de propulser l'étage principal de la fusée Ariane 5. La réaction fortement exothermique entre du dihydrogène et du dioxygène produit de la vapeur d'eau ( $P_e = 115$  bar,  $T_e = 3300$  °C), qui est expulsée à raison de  $250$  kg.s $^{-1}$  au travers d'une tuyère où elle est accélérée, ce qui génère en réaction une force de poussée sur la fusée.

On modélise la vapeur d'eau comme un gaz parfait tel que  $c_p = 2,0 \cdot 10^3$  J.K $^{-1}$ .kg $^{-1}$  et  $\gamma = 1,3$ , indépendamment de la température.

1. Estimer la température  $T_s$  de la vapeur d'eau en sortie de tuyère.

Modélisation : détente adiabatique réversible d'un gaz parfait, donc on peut appliquer la loi de Laplace

$$T_e^\gamma P_e^{1-\gamma} = T_s^\gamma P_s^{1-\gamma}$$

$$T_s = \left(\frac{P_e}{P_s}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \approx 900$$
 °C

2. En déduire la vitesse  $v_s$  à laquelle les gaz sont éjectés lorsque la fusée est dans l'atmosphère.

Avec le premier principe appliqué à la tuyère et la loi de Joule :

$$v_s = \sqrt{2c_p(T_e - T_s)} = 300$$
 m.s $^{-1}$

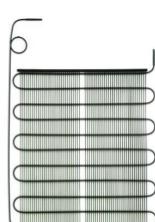
3. En déduire la force de poussée au démarrage  $F_p = D_m v_s$ .

Force de poussée :  $F_p = 700$  kN, ce qui est sous-estimé par rapport aux valeurs réelles plutôt de l'ordre de 900 kN.

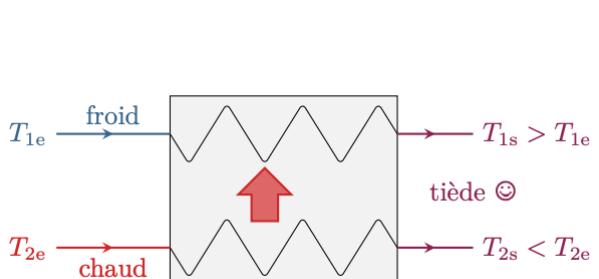
### 3.4. Échangeur thermique

Un **échangeur thermique** permet un transfert thermique entre deux fluides sans les mélanger. Le passage au travers d'un échangeur thermique entraîne évidemment une variation de température, éventuellement un changement d'état, mais il est usuellement considéré comme isobare.

Dans un échangeur simple flux, un seul écoulement est forcé, l'autre étant assuré par convection naturelle ; alors que dans un échangeur double flux les deux fluides sont en écoulement forcé.



Condenseur arrière d'un frigo domestique



Échangeur tubulaire d'une chaudière.

Quand un changement d'état a lieu dans un échangeur, celui-ci donne son nom à l'échangeur : on parle ainsi de l'évaporateur ou du condenseur d'un frigo ou d'une pompe à chaleur.

### Application du premier principe à l'échangeur simple flux

- Travail indiqué : nul car aucune pièce mobile.
- Transfert thermique :  $q$  non nul, c'est tout l'intérêt de l'échangeur.
- Variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle massique : négligeables devant les variations d'enthalpie.
- Simplification du premier principe : barrer les termes

$$\left( h_s + \frac{1}{2} v_s^2 + g z_s \right) - \left( h_e + \frac{1}{2} v_e^2 + g z_e \right) = q + w_i$$

Pour un échangeur simple flux, dans lequel les variations d'énergie cinétique et potentielle massique sont négligeables,

$$h_s - h_e = q \quad \text{ou} \quad D_m(h_s - h_e) = \mathcal{P}_{th}$$

### Application du premier principe à l'échangeur double flux

- Travail indiqué : nul pour les deux fluides car il n'y a aucune pièce mobile.
- Transfert thermique :

Le fluide 1 reçoit une puissance thermique  $\phi_{2 \rightarrow 1}$  de la part du fluide 2.

Le fluide 2 reçoit une puissance thermique  $\phi_{1 \rightarrow 2}$  de la part du fluide 1.

Il s'agit du même échange thermique orienté différemment : on a donc  $\phi_{2 \rightarrow 1} = -\phi_{1 \rightarrow 2} = \phi_{int}$

Les échanges thermiques avec l'extérieur sont négligeables devant l'échange interne : on peut supposer l'échangeur globalement calorifugé.

- Variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle massique : négligeables devant les variations d'enthalpie.
- Premier principe appliqué aux deux fluides séparément :

$$D_{m1}(h_{s1} - h_{e1}) = \phi_{int} \quad \text{et} \quad D_{m2}(h_{s2} - h_{e2}) = -\phi_{int}$$

- Bilan global : la puissance thermique n'est en général pas connue, il est donc parfois souhaitable de ne pas la faire apparaître dans les calculs.

En sommant les deux équations précédentes :  $D_{m1}(h_{s1} - h_{e1}) + D_{m2}(h_{s2} - h_{e2}) = 0$

### 3.5. Mélangeur

Un mélangeur est un dispositif permettant de mélanger deux fluides en écoulement, souvent sous la même pression. Il compte deux entrées et une seule sortie. Les propriétés des deux fluides s'uniformisent au sein du mélangeur.



Un mélangeur d'usage courant ©



**Équations de fonctionnement :** Le fonctionnement d'un mélangeur est régi par deux équations, la conservation du débit massique et le premier principe.

- Travail indiqué : nul car aucune pièce mobile.
- Transfert thermique : négligeable car le passage dans le mélangeur est rapide, on peut le modéliser par un système calorifugé.
- Variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle massique : négligeables devant les variations d'enthalpie.

Pour un mélangeur parfaitement calorifugé, dans lequel les variations d'énergie cinétique et potentielle massique sont négligeables,

$$D_{ms}h_s - D_{m1}h_{e1} + D_{m2}h_{e2} = 0$$

$$D_{ms} - (D_{m1} + D_{m2}) = 0$$

Application : Température de l'eau en sortie d'un robinet

Un robinet mélange de l'eau chaude (température  $T_c$ , débit  $D_c$ ) et de l'eau froide ( $T_f$ ,  $D_f$ ). Déterminer la température de l'eau en sortie du robinet.

Conservation du débit et 1<sup>er</sup> principe :

$$(D_c + D_f)h_s - D_c h_c - D_f h_f = 0 \text{ soit encore } D_c(h_s - h_c) + D_f(h_s - h_f) = 0$$

$$\text{avec la loi de Joule on obtient : } D_c(T_s - T_c) + D_f(T_s - T_f) = 0$$

$$\text{ce qui permet d'isoler la température de sortie : } (D_c + D_f)T_s - D_c T_c - D_f T_f = 0$$

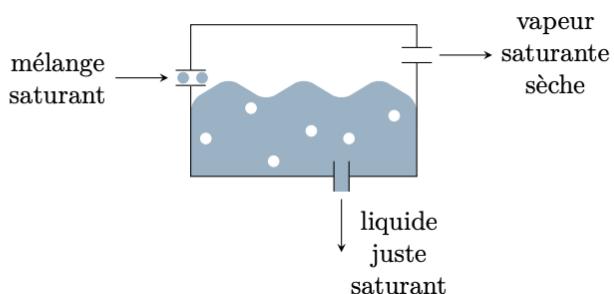
$$T_s = \frac{D_c}{D_c + D_f} T_c + \frac{D_f}{D_c + D_f} T_f$$

### 3.6. Séparateur

Un séparateur permet de séparer un mélange diphasique. Il compte une entrée et deux sorties. Il est souvent utilisé pour séparer du liquide saturant d'une vapeur saturante, d'où le nom de **dessécheur de vapeur**.



Purgeur de vapeur d'une chaudière domestique.



Les équations sont exactement les mêmes que pour le mélangeur, si ce n'est qu'il y a désormais deux sorties pour une seule entrée.

Pour un mélangeur parfaitement calorifugé, dans lequel les variations d'énergie cinétique et potentielle massique sont négligeables,

$$(D_{m,V}h_V + D_{m,L}h_L) - D_{me}h_e = 0$$

$$D_{ms} - (D_{m,V} + D_{m,L}) - D_{me} = 0$$

### 3.7. Récapitulatif

Dans tout le tableau ci-dessous, la notation  $\Delta$  signifie « valeur en sortie – valeur en entrée ».

Dispositif	Rôle	$w_i$	$q$	Premier principe
Détendeur	Diminuer la pression du fluide : $\Delta P < 0$	0	0	$\Delta h = 0$
Turbine	Récupérer un travail mécanique (et diminuer la pression du fluide)	$<0$	0	$\Delta h = w_i < 0$
Compresseur, pompe	Augmenter la pression du fluide : $\Delta P > 0$	$>0$	0	$\Delta h = w_i > 0$
Tuyère	Convertir l'enthalpie en énergie cinétique : $\Delta e_c > 0$	0	0	$\Delta h + \Delta e_c = 0$
Échangeur thermique simple flux	Permettre un échange thermique avec le milieu extérieur	0	$\neq 0$	$\Delta h = q$
Échangeur thermique double flux	Permettre un échange thermique entre deux écoulements	0	interne	$D_{m1} \Delta h_1 + D_{m2} \Delta h_2 = 0$
Mélangeur	Mélanger deux fluides	0	0	$D_{ms} h_s - (D_{m1} h_{e1} + D_{m2} h_{e2}) = 0$
Séparateur	Séparer un mélange diphasique	0	0	$(D_{m,V} h_V + D_{m,L} h_L) - D_{me} h_e = 0$

## 4. Exemple : Pompe à chaleur air-eau, cycle de Joule inverse

On s'intéresse à une pompe à chaleur au R32, qui est le fluide caloporteur « moderne » de par son impact écologique raisonnable et ses conditions d'utilisation accessibles en installation domestique.

Cette PAC sert à chauffer une maison possédant un chauffage basse température à 35 °C, type plancher chauffant, sachant que la température extérieure est de 5 °C. Ce type de pompe à chaleur est appelé « PAC air-eau » : la source froide est l'air extérieur, et la source chaude l'eau du circuit de chauffage (stockée en l'occurrence dans un ballon tampon intermédiaire).



### 4.1. Structure de l'installation

#### Fonctionnement qualitatif

Une pompe à chaleur (PAC) est une machine thermique à écoulement, dans laquelle un fluide caloporteur parcourt un circuit hydraulique où il subit notamment des changements d'état. Au cours de son cycle, le fluide reçoit de l'énergie de la part de la source froide ( $Q_f > 0$ ) et en cède à la source chaude ( $Q_c < 0$ ).

Cependant, les « vrais » échanges thermiques entre le fluide caloporteur et les thermostats ne peuvent se faire que dans le sens naturel, du plus chaud vers le plus froid.

Lorsque le fluide est en contact avec la source froide, il doit être plus froid qu'elle ( $T < T_f$ ), et réciproquement, lorsqu'il est en contact avec la source chaude il doit être plus chaud qu'elle ( $T > T_c$ ).

Conséquence : la température du fluide doit être modifiée lors du passage d'une source à l'autre, et ce sans transfert thermique. C'est possible par compression ou détente adiabatique, mais cela requiert du travail  $W > 0$ .

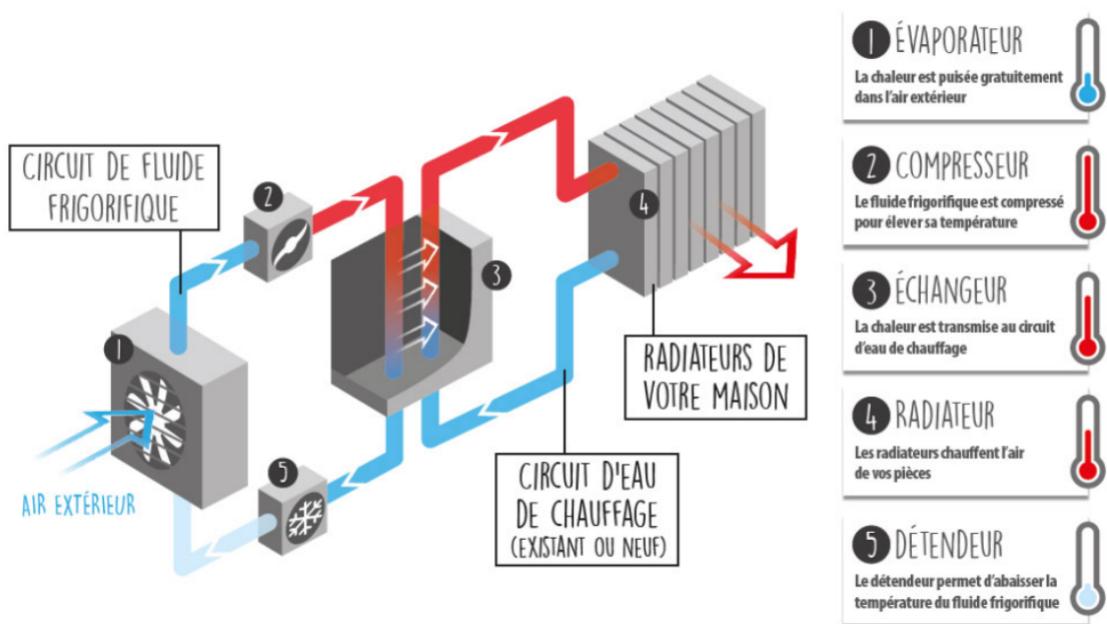


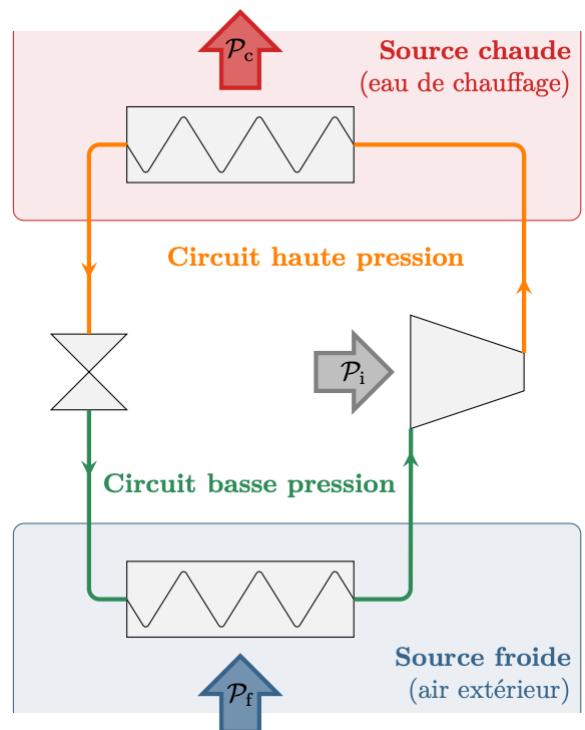
Schéma explicatif du principe d'une PAC air-eau.

Dans une PAC air-eau, la source froide est l'air extérieur, et la source chaude l'eau du circuit de chauffage. Dans le principe, un climatiseur fonctionne à l'identique, en inversant « l'intérieur » et « l'extérieur » de la maison. Schéma issu d'un site de fabriquant.

### Structure de l'installation

La plupart des installations réceptrices (PAC, réfrigérateur, climatiseur...) présentent le même type de structure à quatre éléments.

- **Évaporateur** : c'est un échangeur thermique simple flux, qui permet de vaporiser le fluide caloporteur.
- **Compresseur** : il augmente la pression au sein du gaz, ce qui permet d'augmenter sa température ... mais aussi de mettre en circulation le fluide.
- **Condenseur** : c'est un autre échangeur thermique, généralement à double flux, qui permet cette fois de liquéfier le fluide caloporteur.
- **Détendeur** : il abaisse la pression et la température du fluide caloporteur, et le prépare à un nouveau changement d'état dans l'évaporateur.



## Intérêt des changements d'état :

Ils mettent en jeu davantage d'énergie qu'un changement de température.

$$(\Delta_{vap}H \approx 10^3 \text{ kJ.kg}^{-1} \text{ et } c \approx 1\text{kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1})$$

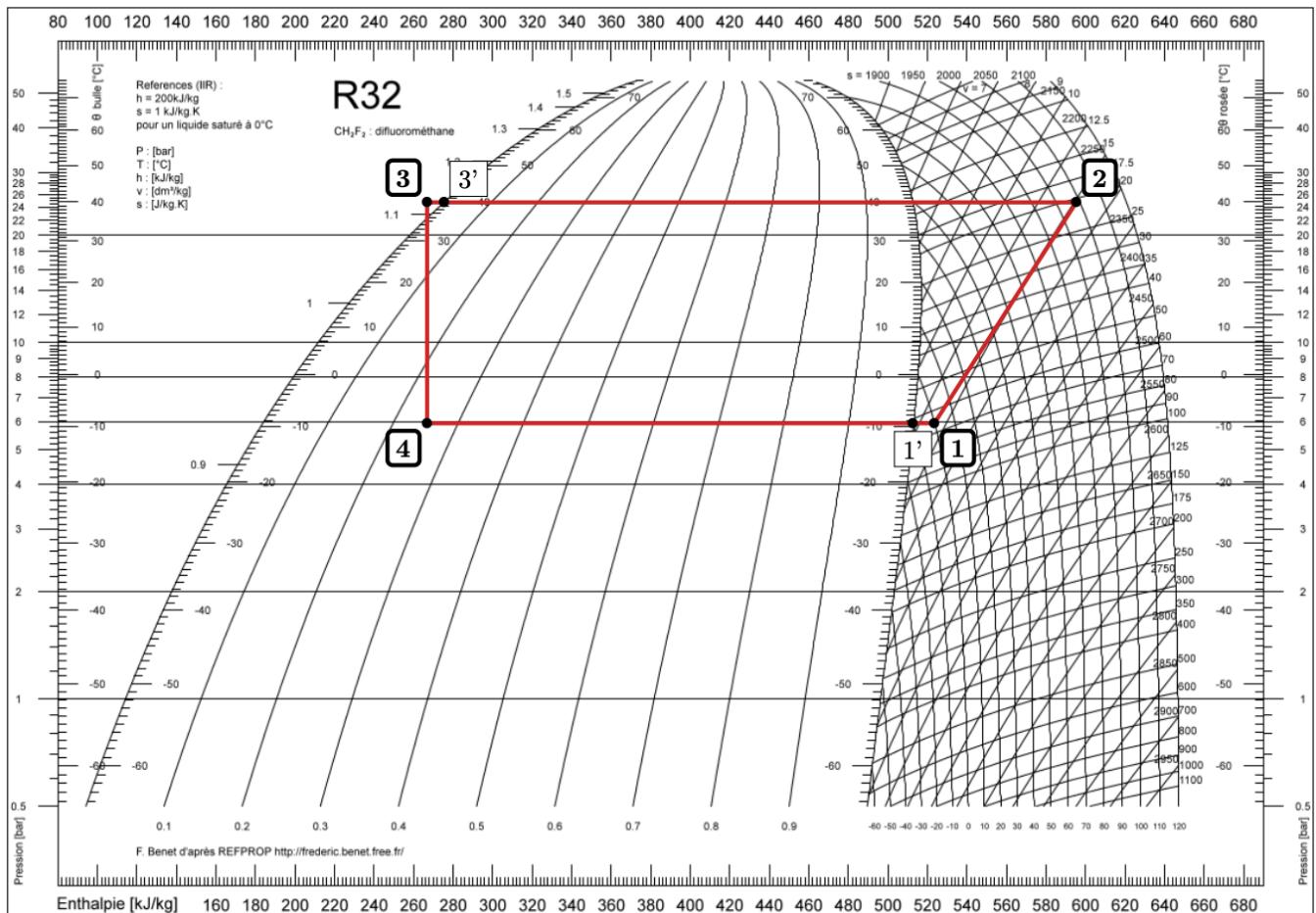
## Au contact de la source froide :

Le fluide reçoit de l'énergie de la part de l'environnement, il y a donc une vaporisation : évaporateur.

## Au contact de la source chaude :

Le fluide cède de l'énergie, c'est donc une liquéfaction (= condensation) : condenseur.

### 4.2. Étude du cycle en diagramme des frigoristes



Cycle de la PAC représenté dans le diagramme des frigoristes du R32.

## Identification des différentes étapes

Le compresseur travaille forcément sur de la vapeur, c'est donc forcément l'étape 1 – 2, et on peut tout rembobiner.

La pression et la température sont les plus faibles en entrée de l'évaporateur, qui correspond au point 4 ; alors qu'elles sont les plus élevées en sortie du compresseur, qui correspond donc au point 2.

Analyser les différentes étapes, en lien avec le premier principe : compression, échangeurs isobares, détente isenthalpique.

## Sens de parcours du cycle

Un cycle thermodynamique a le même sens de parcours quel que soit le diagramme dans lequel il est tracé. Ce sens est caractéristique du type de machine.

## Limites de fonctionnement

La pompe à chaleur pourrait-elle suivre le même cycle par grand froid ( $T_f = -10^\circ C$ ) ?

Non car la température d'évaporation doit être inférieure à  $T_{ext}$ .

Les valeurs extrêmes du cycle doivent être adaptées à la température extérieure : dans une pompe à chaleur, l'ouverture de la vanne du détendeur (et donc  $P_4$  et  $T_4$ ) et le taux de compression du compresseur (et donc  $P_2$  et  $T_2$ ) sont pilotées par un système de commande électronique asservi, voire supplées par une résistance électrique d'appoint.

### 4.3. Coefficient de performance

*Application : Calcul du COP du cycle de Joule inverse*

Considérons une pompe à chaleur au R32 suivant le cycle représenté ci-dessus.

1. Rappeler la définition du COP (coefficient de performance) d'une pompe à chaleur en fonction des énergies échangées avec les sources.

$$e = -\frac{Q_c}{W} = -\frac{\mathcal{P}_c}{\mathcal{P}_i} = -\frac{q_c}{w}$$

2. Déterminer par lecture du diagramme des frigoriste le transfert thermique échangé avec la source chaude.

1<sup>er</sup> principe appliqué à l'étape 2 – 3 :

$$q_c + 0 = h_3 - h_2 \approx 265 - 595 = -330 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Sur le diagramme, c'est la longueur du plateau.

3. Déterminer par lecture du diagramme des frigoriste le travail reçu par le fluide dans le compresseur.

1<sup>er</sup> principe appliqué à l'étape 1 – 2 :

$$0 + w = h_2 - h_1 \approx 595 - 525 = 70 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

Sur le diagramme c'est la longueur horizontale de la compression.

4. En déduire le COP.

$$COP = \frac{330}{70} = 4,7$$

5. Comparer au COP de Carnot

$$COP_{Carnot} = \frac{T_c}{T_c - T_f} = \frac{35 + 273}{35 - 5} = 10$$

D'où vient l'écart entre le COP réel et le COP de Carnot ?

Irréversibilités au cours des différentes étapes.

Pour l'illustrer, on peut s'intéresser à la compression : si le rendement isentropique du compresseur était de 1, la compression amènerait au point 2'.

$h_2 < h_2'$  donc  $w$  et  $q_c$  diminuent tous les deux, mais en proportion  $w$  diminue davantage que  $q_c$ , ce qui tend à augmenter le COP. Comme toujours, les irréversibilités entraînent un surcoût pour l'utilisateur.

#### 4.4. Réalisation technologique du cycle : surchauffe et sous-refroidissement

Les étapes d'évaporation et de condensation pourraient être arrêtées dès que le changement d'état est total, c'est à-dire aux points 1' et 3'. Les portions additionnelles 1' → 1 et 3' → 3 sont respectivement appelées **surchauffe** et **sous-refroidissement**. Elles sont technologiquement simples à réaliser : il suffit de construire des échangeurs un peu plus longs pour que le fluide soit un peu longtemps au contact des sources.

On constate directement que ces deux opérations permettent d'augmenter le transfert thermique massique reçu de la part des deux sources, et ainsi la puissance de la machine pour un même débit.

#### Intérêt du sous-refroidissement

En augmentant la longueur du palier de condensation sans affecter la compression, elle permet d'augmenter l'efficacité de la machine.

#### Limitation

On doit forcément avoir  $T_3 > T_c +$  une petite marge pour avoir des échangeurs de longueur raisonnable.

#### Intérêt de la surchauffe

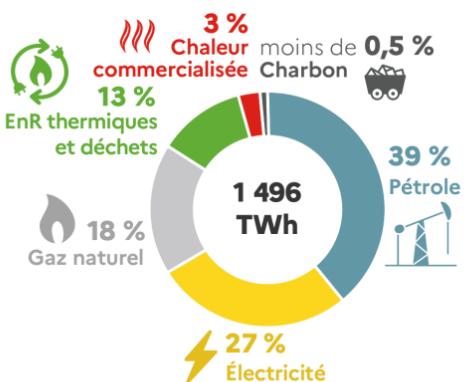
Il est en pratique très faible concernant le COP, en revanche il permet de garantir que la vapeur entrant dans le compresseur est parfaitement sèche, ce qui est essentiel pour le bon fonctionnement de ce composant.

#### Généralisation

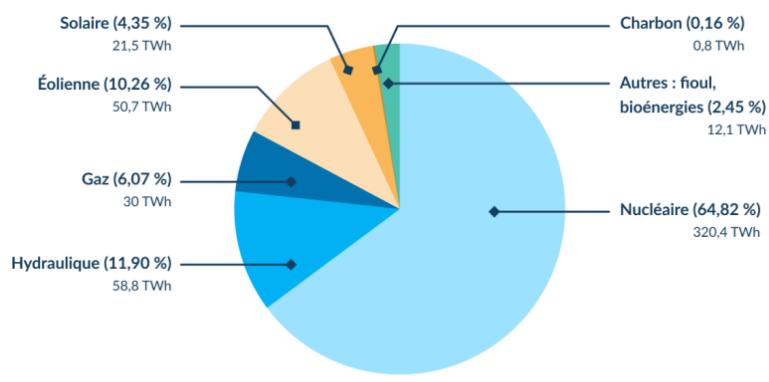
Le choix des paramètres d'un cycle résulte bien sûr d'une optimisation thermodynamique, mais aussi très souvent de contraintes technologiques inhérentes aux composants.

### 5. Exemple : Centrale nucléaire REP, cycle de Rankine

Le cycle de Rankine (et ses variantes) est utilisé dans la grande majorité des centrales électriques thermiques, que la source primaire d'énergie soit nucléaire ou fossile.



Mix énergétique 2023 pour la France.  
(source : Ministère de la Transition Écologique)

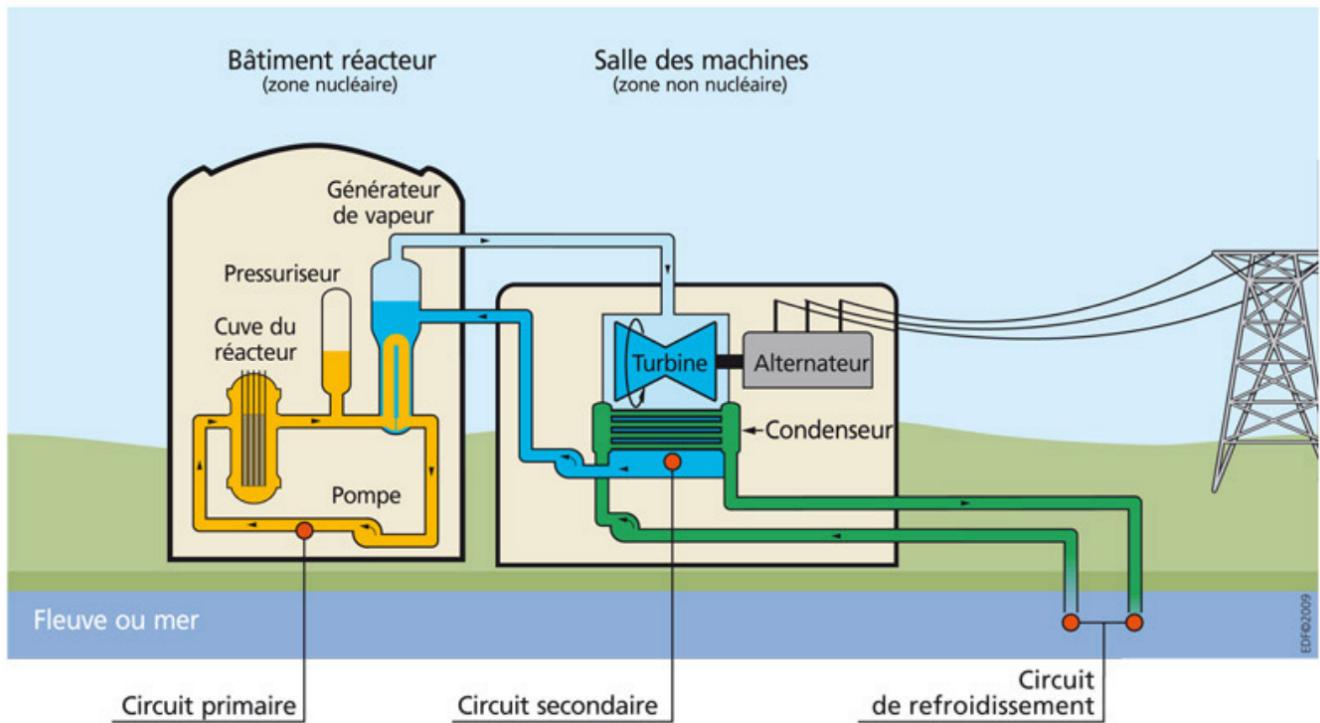


Mix électrique 2023 pour la France.  
(source : RTE)

#### 5.1. Structure d'une centrale nucléaire REP

Toutes les centrales nucléaires françaises sont de type REP (réacteur à eau pressurisée).

Dans les centrales en bord de fleuve plutôt qu'en bord de mer, le circuit de refroidissement passe dans une grande tour aéroréfrigérante, ce qui permet de limiter la température de l'eau rejetée dans le fleuve et donc l'impact de la centrale sur les organismes aquatiques.



Structure d'une centrale nucléaire REP.

#### Intérêt des trois circuits différents :

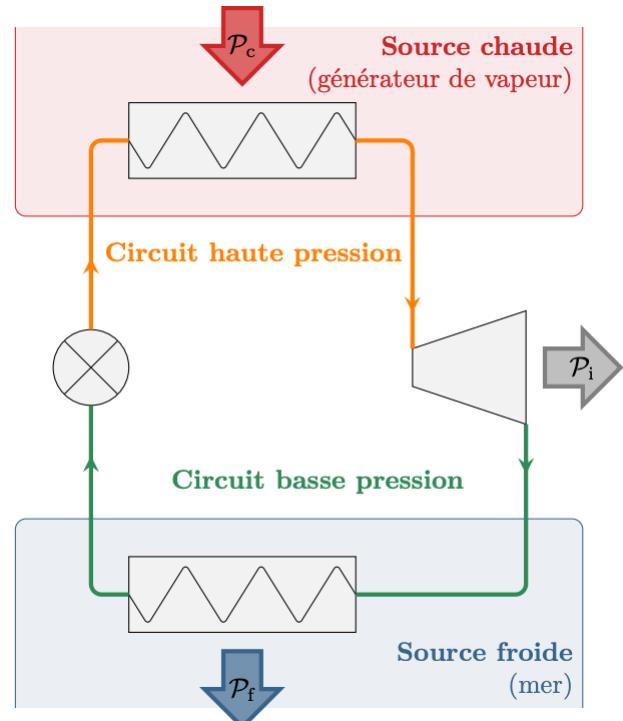
S'assurer au maximum de l'absence de fuite de radioactivité dans l'environnement.

#### Structure de l'installation

La plupart des installations motrices à vapeur, et en particulier toutes les centrales électriques, présentent le même type de structure à quatre éléments.

- **Pompe** : elle augmente la pression au sein du liquide, ce qui lui permet d'entrer dans le générateur de vapeur sans être refoulé.
- **Générateur de vapeur** : c'est un échangeur thermique qui permet de chauffer puis vaporiser l'eau pressurisée en lui apportant de l'énergie issue ou bien de réactions nucléaires, ou bien d'une réaction de combustion.
- **Turbine** : c'est ici qu'a lieu la phase motrice de l'installation, la détente de la vapeur d'eau permettant de mettre en rotation l'arbre de la turbine couplé à celui de l'alternateur.
- **Condenseur** : l'eau est majoritairement à l'état de vapeur en sortie de la turbine, mais doit être à l'état de liquide pur en entrée de la pompe. Elle est donc mise en contact d'eau ou d'air froid issu de l'environnement à qui elle cède son surplus d'énergie en se liquéfiant.

La pompe et la turbine délimitent deux zones haute et basse pression au sein de l'installation.



## 5.2. Étude du cycle en diagramme entropique

Le cycle suivi est représenté dans le diagramme entropique.

Les valeurs correspondent à un réacteur nucléaire de  $1300\text{ MW}$ , comme ceux de Paluel et Penly : vaporisation à  $65\text{ bar}$  et condensation à  $0,05\text{ bar}$ .

### Identification des différentes étapes

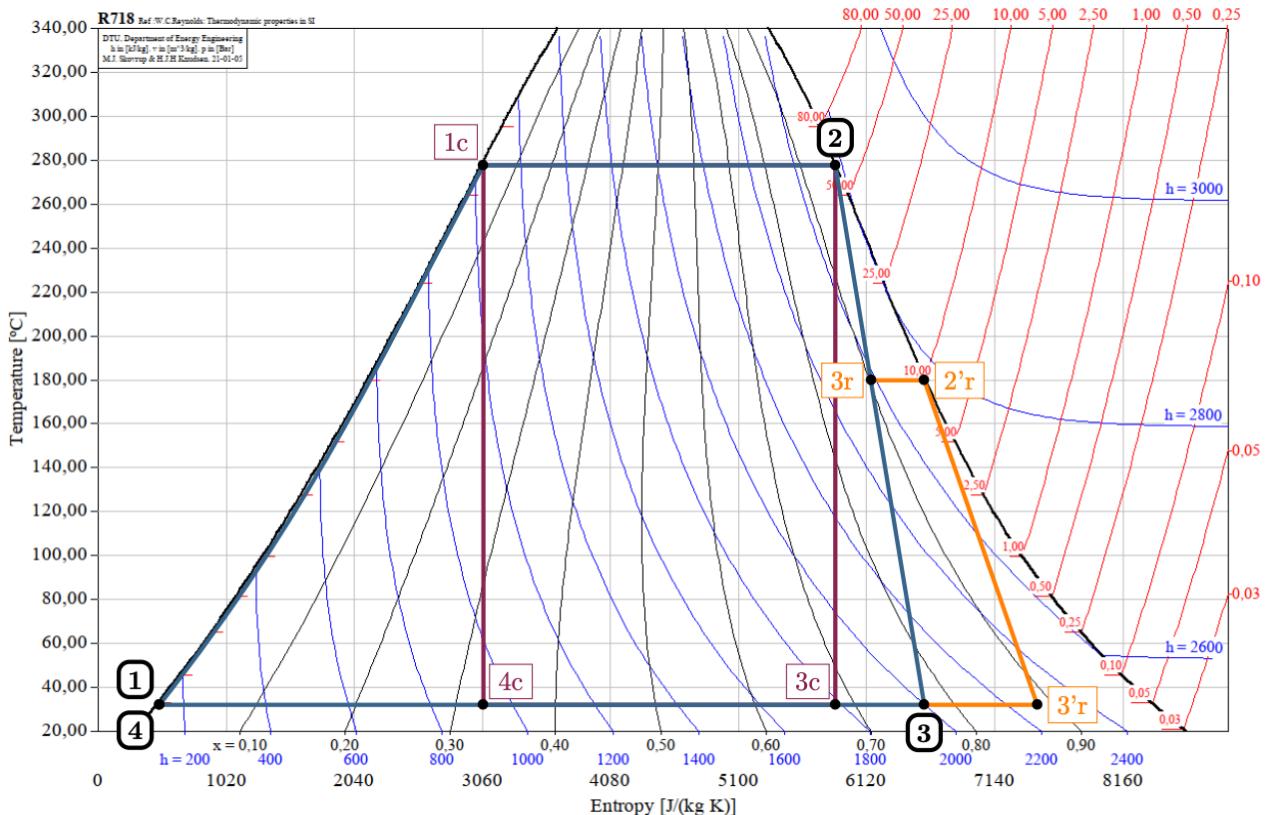
$P$  et  $T$  sont maximales en sortie du générateur de vapeur, qui correspond au point 2. L'eau est entièrement liquide et à basse pression en sortie du condenseur, donc au point 4. Diphasé + basse pression en sortie de turbine donc au point 3.

Pourquoi les points 1 et 4 sont-ils quasi-confondus ?

Une pompe change la pression d'un liquide donc  $P_4 = P_3 = 0,5\text{ bar}$  alors que  $P_1 = P_2 = 65\text{ bar}$ ... mais pour un liquide cela se fait sans changement de température, et toutes les isobares sont confondues dans un diagramme  $T, s$ .

### Sens de parcours du cycle

Sens horaire, ce qui est normal car il s'agit d'un cycle moteur.



Cycle de Rankine représenté dans le diagramme entropique de l'eau.

Bleu : cycle de Rankine. Violet : cycle de Carnot. Orange : cycle de Rankine avec détente étagée et réchauffe.

### 5.3. Rendement

Application : Calcul du rendement du cycle de Rankine

Considérons une centrale nucléaire dont l'eau du circuit secondaire suit le cycle représenté ci-dessus.

1. Rappeler la définition du rendement d'un cycle moteur en fonction des énergies échangées avec les sources.

$$\eta = -\frac{W}{Q_c} = -\frac{\mathcal{P}_m}{\mathcal{P}_c} = -\frac{w}{q_c}$$

2. Déterminer par lecture du diagramme le transfert thermique massique échangé avec la source chaude.

Uniquement dans le générateur de vapeur.

1<sup>er</sup> principe appliqué à l'étape 1 – 2 :

$$q_{12} + 0 = h_2 - h_1 \approx 2800 - 150 = 2650 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

3. Déterminer par lecture du diagramme des frigoriste le travail indiqué algébrique échangé au cours de cycle.

1<sup>er</sup> principe appliqué à l'étape 2 – 3 :

$$0 + w_{23} = h_3 - h_2 \approx 2000 - 2800 = -800 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

4. En déduire le rendement du cycle.

$$\eta = -\frac{w_{23}}{q_{12}} = \frac{800}{2650} = 0,30$$

5. Comparer au rendement de Carnot, en supposant que l'eau du circuit primaire se trouve à une température moyenne  $T_c \approx 300^\circ\text{C}$ , alors que l'eau du circuit de refroidissement (de l'eau de la Manche !) est à  $T_f \approx 13^\circ\text{C}$ .

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_f}{T_c} = 0,5$$

### 5.4. Réalisation technologique du cycle

#### Comparaison au cycle de Carnot

Rappel : le cycle de Carnot est constitué de deux isothermes et de deux adiabatiques réversibles.

Allure en diagramme entropique : un rectangle : cycle 1c 2 3c 4c

- Pourquoi aller au point 3 au lieu de 3c ?

Pas le choix : rendement isentropique de la turbine n'est pas de 1, il y a des irréversibilités dues à la turbulence de l'écoulement dans la turbine.

- Pourquoi aller au point 4 au lieu de 4c ?

Raisons technologiques : d'une part, il n'est pas évident de dimensionner le condenseur pour obtenir en sortie un mélange diphasé de titre connu, et d'autre part comprimer un mélange diphasé est beaucoup plus compliqué que de comprimer un liquide pur, d'où l'intérêt d'aller jusqu'au point 4.

## Réchauffe et surchauffe

En pratique, la détente 2 – 3 se fait en deux étapes : l'eau passe d'abord dans une première turbine haute pression jusqu'à atteindre une pression de 10 bar, puis elle est réchauffée dans un échangeur thermique isobare appelé réchauffeur ou surchauffeur jusqu'à retrouver un état de vapeur saturante sèche, avant d'être à nouveau détendue dans une seconde turbine basse pression jusqu'à atteindre la pression de 0,05 bar en entrée du condenseur. Le cycle réel passe par les points indicés  $r$ , on parle alors de détente étagée.

Cette modification du cycle ne permet pas d'augmenter le rendement thermodynamique (au contraire, elle le diminue même un peu), en revanche elle permet d'augmenter le titre en vapeur en sortie de la turbine. Or la turbine est en rotation très rapide (1500 tours/min), si bien qu'elle s'use sous le simple effet des collisions avec les gouttelettes d'eau. Augmenter le titre en vapeur permet de diminuer le nombre de gouttelettes présentes, et donc d'augmenter la durée de vie de la turbine.

*Application : Calcul du rendement du cycle avec réchauffe et détente étagée*

*Calcul du rendement du cycle avec réchauffe et détente étagée M Calculer le rendement réel de la centrale, tenant compte des deux détentes et de la réchauffe.*

*Il y a deux étapes libérant du travail, et deux étapes au contact de la source chaude, donc :*

$$\eta = -\frac{(h_{3r} - h_2) + (h_{3'r} - h_{2'r})}{(h_2 - h_1) + (h_{2'r} - h_{3r})} \approx \frac{2600 - 2800 + 2250 - 2750}{2800 - 150 + 2750 - 2600} = 0,25$$