BLAISE PASCAL
PT 2024-2025

Cours 15 – Thermodynamique *Version prof*

Thermodynamique industrielle

Plan du cours

I Approche globale **3**
I.A Sens des échanges d'énergie dans une machine ditherme . . . 4
I.B Performances . . . 4
II Principes de la thermodynamique pour un fluide en écoulement **8**
II.A Du système ouvert à un système fermé . . . 8
II.B Bilan d'énergie : premier principe pour le système ouvert . . . 9
II.C Bilan d'entropie : second principe pour le système ouvert . . . 12
II.D Généralisation aux systèmes à plusieurs entrées et plusieurs sorties . . . 12
III Quelques composants des installations industrielles **13**
III.A Détendeur . . . 13
III.B Compresseur, pompe et turbine . . . 14
III.C Tuyère . . . 17
III.D Échangeur thermique . . . 19
III.E Mélangeur . . . 20
III.F Séparateur . . . 21
III.G Récapitulatif . . . 22
IV Exemple : Pompe à chaleur air-eau, cycle de Joule inverse **22**
IV.A Structure de l'installation . . . 22
IV.B Étude du cycle en diagramme des frigoristes . . . 24
IV.C Coefficient de performance . . . 25
IV.D Réalisation technologique du cycle : surchauffe et sous-refroidissement . . . 26
V Exemple : Centrale nucléaire REP, cycle de Rankine **27**
V.A Structure d'une centrale nucléaire REP . . . 27
V.B Étude du cycle en diagramme entropique . . . 28
V.C Rendement . . . 29
V.D Réalisation technologique du cycle . . . 30

Au programme

Extrait du programme officiel : partie 1 « Thermodynamique et mécanique des fluides », bloc 5 « Énergétique des fluides en écoulement dans une conduite ».

Notions et contenus	Capacités exigibles
Travail indiqué massique w_i d'une machine.	Relier la notion de travail indiqué massique à la présence de parties mobiles.
Premier et deuxième principes pour un écoulement stationnaire unidimensionnel d'un système à une entrée et une sortie.	Établir et utiliser les principes formulés avec des grandeurs massiques. Identifier les termes à négliger en fonction du contexte. Relier l'entropie massique créée aux causes d'irréversibilité.
Systèmes à plusieurs entrées et sorties.	Exprimer la conservation du débit massique. Exprimer le premier principe en utilisant les puissances indiquée et thermique.

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

En **gras**, les points devant faire l'objet d'une approche expérimentale.

Extrait du programme officiel : partie 1 « Thermodynamique et mécanique des fluides », bloc 6 « Thermodynamique industrielle ».

Cette partie permet un approfondissement du cours de première année, par l'étude de cycles industriels. On se limite à des calculs relatifs au modèle du gaz parfait ou à l'utilisation des diagrammes d'état. Aucune connaissance relative à la technologie des installations ou aux différents types de cycles n'est exigible.

Notions et contenus	Capacités exigibles
A - Étude de quelques dispositifs d'une installation industrielle.	
Compresseur et turbine calorifugés.	Établir et exploiter la variation d'enthalpie massique pour une transformation réversible. Établir et exploiter la variation d'enthalpie massique pour une transformation irréversible, le rendement isentropique étant défini et fourni.
Mélangeur et séparateur isobares calorifugés.	Établir et exploiter les relations entre enthalpies et débits massiques.
Échangeur thermique calorifugé.	Établir et exploiter la relation entre les puissances thermiques reçues par les deux écoulements.
Détendeur calorifugé (laminage).	Établir et exploiter la nature isenthalpique de la transformation.
Tuyère calorifugée.	Établir la relation entre la vitesse de sortie des gaz et la variation d'enthalpie.
B - Cycles industriels.	
Moteurs, réfrigérateurs, pompes à chaleur.	Pour une machine dont les éléments constitutifs sont donnés, repérer les sources thermiques, le sens des échanges thermiques et mécaniques. Relier le fonctionnement d'une machine au sens de parcours du cycle dans un diagramme thermodynamique. Exploiter des diagrammes et des tables thermodynamiques pour déterminer les grandeurs thermodynamiques intéressantes. Définir et exprimer le rendement, l'efficacité ou le coefficient de performance de la machine. Citer des ordres de grandeur de puissances thermique et mécanique mises en jeu pour différentes tailles de dispositifs. Utiliser des documents ou des logiciels afin de discuter l'amélioration de cycles industriels : rôle du préchauffage, de la surchauffe, du choix du fluide.

En **gras**, les points devant faire l'objet d'une approche expérimentale.

Ces cinq dernières années au concours

▷ Écrit : tous les ans à l'épreuve B, par définition de l'épreuve B, et à l'épreuve A 2023.
▷ Oral : souvent.

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

Nous voici à l'apogée de notre cours de thermodynamique : l'étude d'installations industrielles réelles, qui va combiner une grande partie des notions introduites en thermodynamique et mécanique des fluides depuis deux ans.

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

- **Deux types de fonctions**

▷ **Moteur thermique** :
machine qui fournit effectivement du travail à l'extérieur.

Espace 1

> ***Exemples :*** *Moteur d'avion ou de voiture, mais aussi centrale thermique dans laquelle la détente de vapeur d'eau permet la mise en rotation d'un alternateur produisant de l'électricité.*

▷ **Machine frigorifique** :
machine qui réalise un transfert thermique effectif de sens contraire au sens naturel.

Espace 2

> ***Exemples :*** *Un frigo ou un climatiseur permet de refroidir la partie la plus froide de l'installation, alors qu'une pompe à chaleur permet de réchauffer la partie la plus chaude.*

Pour que cela soit possible, le fluide d'une machine frigorifique doit recevoir du travail mécanique au cours du cycle, c'est pourquoi les machines frigorifiques sont parfois qualifiées de **machines réceptrices** ou **récepteurs thermiques**.

- **Deux types de structure**

▷ Machine **à piston(s)** : toutes les transformations ont lieu dans une même chambre cylindrique, dont le volume varie grâce à un piston mobile. Plusieurs chambres peuvent être montées en parallèle (« moteur quatre cylindres »). Les machines à piston usuelles sont toutes des moteurs, généralement de petites dimensions, ce qui permet de les utiliser dans des installations mobiles.

> ***Exemple :*** *moteur à combustion d'une voiture, d'un scooter on encore d'un groupe électrogène.*

▷ Machine **à écoulement** : un fluide circule dans la machine et traverse successivement différents composants élémentaires dans lesquels il subit des transformations. Le fluide utilisé est qualifié selon les situations de **fluide caloporteur** ou de **fluide frigorigène**. Une machine à écoulement de fluide peut aussi bien être un moteur qu'une machine frigorifique.

> ***Exemples :*** *congélateur, réacteur d'avion, circuit hydraulique d'une centrale électrique thermique.*

L'étude exhaustive des machines à pistons relève du cours de PTSI : je vous laisse vous y référer pour vos révisions. Le programme de PT se concentre sur l'étude des machines à écoulement.

I - Approche globale

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. En revanche, la transformation considérée dépend du type de machine considéré ... mais au final les calculs se posent exactement de la même façon.

▷ *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 en PT 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).

> ***Remarque :*** *La rédaction usuelle en prépa est de dire que l'on applique les principes de la thermodynamique à « l'ensemble du fluide contenu dans la machine sur un cycle complet » ... même si ce n'est rigoureux que dans le cas d'une machine à piston.*

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

I.A - 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. Cependant, tous les échanges avec une même source n'ont pas forcément lieu lors d'une seule et même étape.

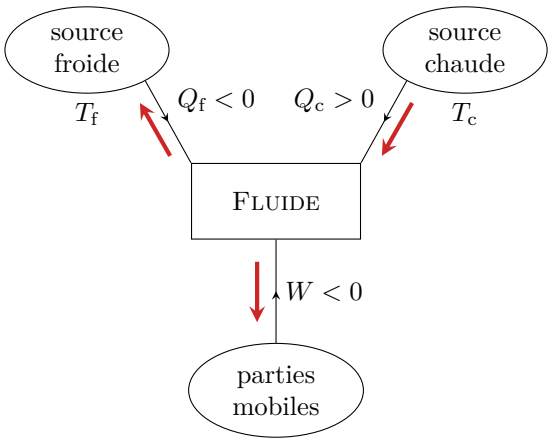
Intérêt : en pratique, l'une des sources de chaleur est très souvent directement l'environnement (atmosphère, fleuve ou eau de mer, etc.) : il n'y a donc qu'une seule source à a« fabriquer », ce qui simplifie la conception de la machine.

⇝ dans toute la suite, on se limite au cas des machines dithermes.

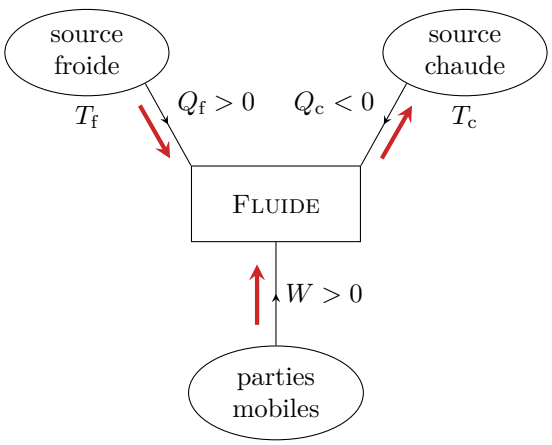
Diagramme des échanges : notations type machine à pistons ; dans le cas d'une machine à écoulement en régime permanent, des considérations identiques sont valables pour les puissances mécanique $\mathcal{P}_m$ et thermiques $\mathcal{P}_c$ et $\mathcal{P}_f$.

R !

Cas d'un moteur :



Cas d'une machine frigorifique :



> ***Remarque :*** *Les « sources » n'ont parfois pas de réalité physique et peuvent n'être que des modèles pour d'autres processus. En particulier, le transfert thermique Q_c d'un moteur à combustion n'est pas fourni par une « source » mais libéré par une transformation chimique. Cela ne pose en général pas de difficulté, sauf lorsqu'il s'agit de définir la température de ladite source.*

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.

I.B - Performances

Q

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.

> ***Culture industrielle :*** *On peut donc noter que les performances d'une machine sont définies sur un critère relevant davantage de l'économie que de la physique. On comprend ainsi l'origine des « bizarreries » associées à ces définitions, notamment le fait même un moteur « parfait » sur le plan de la physique (c'est-à-dire un moteur de Carnot) ne peut pas obtenir un rendement de 100 % ou le fait que l'efficacité d'une machine frigorifique est supérieure à 1, ce qui pourrait naïvement laisser croire qu'elle créée de l'énergie.*

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

I.B.1 - Rendement d'un moteur

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

$$\eta \underset{\text{pistons}}{\uparrow} = -\frac{W}{Q_c} \underset{\text{éclmt}}{\uparrow} = -\frac{\mathcal{P}_m}{\mathcal{P}_c}.$$

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

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

Attention ! Le rendement est par définition positif, mais les énergies échangées sont algébriques : il faut donc être vigilant au signe $-$ dans l'expression.

La méthode (générale) pour établir le rendement de Carnot consiste à partir du second principe puis utiliser le premier principe pour exprimer le transfert thermique gratuit en fonction des autres énergies échangées.

Premier principe :

$$\Delta U = Q_c + Q_f + W \underset{\text{cycle}}{\uparrow} = 0 \qquad \text{ou} \qquad \mathrm{d}U = \mathcal{P}_c\,\mathrm{d}t + \mathcal{P}_f\,\mathrm{d}t + \mathcal{P}_m\,\mathrm{d}t \underset{\text{RP}}{\uparrow} = 0$$

Espace 3

Second principe :

$$\Delta S = \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} + S_{\text{créée}} \underset{\text{cycle}}{\uparrow} = 0 \qquad \text{ou} \qquad \mathrm{d}S = \frac{\mathcal{P}_c\,\mathrm{d}t}{T_c} + \frac{\mathcal{P}_f\,\mathrm{d}t}{T_f} + \sigma_{\text{créée}}\,\mathrm{d}t \underset{\text{RP}}{\uparrow} = 0$$

Espace 4

Expression générale du rendement : posons le calcul pour le cycle complet d'une machine à pistons.

$$\begin{aligned}
\frac{Q_c}{T_c} + \frac{-Q_c - W}{T_f} &= -S_c \\
T_f Q_c - T_c Q_c - T_c W &= -T_c\,T_f\,S_c \\
-T_c W &= (T_c - T_f)Q_c - T_c\,T_f\,S_c \\
-\frac{W}{Q_c} &= \frac{T_c - T_f}{T_c} - T_f\frac{S_c}{Q_c} \\
\eta &= \left(1 - \frac{T_f}{T_c}\right) - T_f\frac{S_c}{Q_c}.
\end{aligned}$$

Espace 5

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

Conclusion : comme $S_c \geq 0$, alors le rendement est limité : $\eta \leq \eta_C = 1 - \dfrac{T_f}{T_c}$

Espace 6

Interprétation physique : en fonction de l'énergie coûteuse Q_c et du rendement,

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

$\rightsquigarrow$

si le rendement diminue, alors pour une même énergie coûteuse Q_c le travail fourni diminue et l'énergie cédée à la source froide augmente

Espace 7

Q

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.

Remarque : *j'ai choisi de garder l'entropie créée tout au long du calcul pour l'interpréter physiquement, mais ce n'est pas la façon la plus rapide de mener le calcul.*

- ▷ *Si l'énoncé demande d'établir que le rendement est borné, il vaut mieux réécrire le second principe sous forme de l'inégalité de Clausius :*

$$\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} = -S_{\text{créée}} \qquad \rightsquigarrow \qquad \frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} \leq 0\,.$$

  Attention aux signes lorsque vous travaillez avec l'inégalité !

- ▷ *Encore plus simple, si l'énoncé demande simplement d'établir le rendement de Carnot vous pouvez affirmer qu'il est atteint dans le cas réversible et travailler directement avec une inégalité :*

$$\frac{Q_c}{T_c} + \frac{Q_f}{T_f} = 0\,.$$

I.B.2 - Efficacité ou coefficient de performance d'une machine frigorifique (= réceptrice)

- **Cas d'une machine réfrigérante**

R D

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

$$e \underset{\text{pistons}}{\overset{\uparrow}{=}} \frac{Q_f}{W} \underset{\text{eclmt}}{\overset{\uparrow}{=}} \frac{\mathcal{P}_f}{\mathcal{P}_m}$$

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**

R D

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

$$e \underset{\text{pistons}}{\overset{\uparrow}{=}} -\frac{Q_c}{W} \underset{\text{eclmt}}{\overset{\uparrow}{=}} -\frac{\mathcal{P}_c}{\mathcal{P}_m}$$

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

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

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

Dans les deux derniers cas, on retiendra l'expression de l'efficacité de Carnot sous la forme

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

> ***Remarque :*** *on pourrait ici aussi montrer qu'une création d'entropie traduit une mauvaise utilisation de l'énergie ... mais les calculs sont moins directement parlants que pour le moteur.*

I.B.3 - Cycle de Carnot

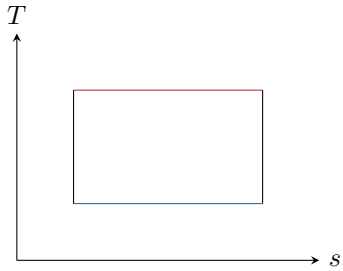
Le cycle qui donne le meilleur rendement est appelé **cycle de Carnot**. Il est totalement réversible, donc sans jamais aucune inhomogénéité puisque ce sont les sources d'irréversibilité.

Conséquence :
▷ *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

Espace 8

▷ *pour les étapes intermédiaires :* ce sont évidemment des adiabatiques (pas de contact avec les source), 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.

> ***Remarque :*** *À part dans le diagramme entropique, le détail de la représentation dans un diagramme donné dépend de la nature du système, car les relations entre variables d'état ne sont pas les mêmes.*

Limitation :

pour éviter les inhomogénéités, le cycle est forcément quasi statique, donc la puissance échangée est nulle ... autrement dit, l'utilisation de l'énergie est optimale mais elle prend un temps infini

Espace 9

La réversibilité n'est pas le Graal de l'ingénieur thermodynamicien !

Le dimensionnement d'une machine thermique nécessite un compromis
entre optimisation du rendement, optimisation de la puissance échangée, et faisabilité technologique.

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

II - Principes de la thermodynamique pour un fluide en écoulement

Jusqu'à présent, vous n'avez étudié en détail que des cycles de machines à piston. Pour étudier les machines à écoulement, il va nous falloir reformuler les principes de la thermodynamique pour un fluide en écoulement.

II.A - 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, voir figure 1. 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 Σ_0.

⇝ *difficulté :* Σ_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.

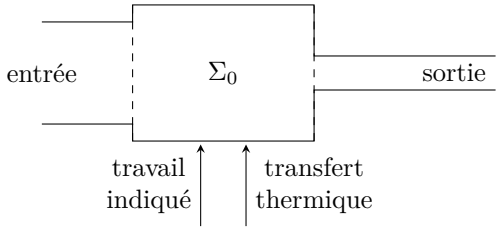


Figure 1 – Schéma d'un système ouvert.

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

⇝ nécessité de les reformuler pour notre système ouvert, en se ramenant à un système fermé entre deux instants proches t et $t + \mathrm{d}t$.

- **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 $t + \mathrm{d}t$, et qui englobe tout le système ouvert Σ_0 à chaque instant : il faut donc voir un peu plus grand.

▷ à l'instant t :

$\Sigma_\mathrm{f}(t) = \Sigma_0 + \delta\Sigma_\mathrm{e}$ avec $\delta\Sigma_\mathrm{e}$ la portion infinitésimale de fluide qui va rentrer dans le composant entre t et $t + \mathrm{d}t$

Espace 10

▷ à l'instant $t + \mathrm{d}t$:

$\Sigma_\mathrm{f}(t + \mathrm{d}t) = \Sigma_0 + \delta\Sigma_\mathrm{s}$ avec $\delta\Sigma_\mathrm{s}$ la portion infinitésimale de fluide qui est sortie du composant entre t et $t + \mathrm{d}t$

Espace 11

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

> ***Remarques :*** *Contrairement à ce que laisse penser la figure 2, Σ_0 est un système macroscopique, mais $\delta\Sigma_e$ et $\delta\Sigma_s$ sont des systèmes infinitésimaux, mésoscopiques, d'où la notation en δ.*
>
> *À l'instant t, $\delta\Sigma_s$ est inclus dans Σ_0 et n'est pas encore défini en tant que tel. De même, à l'instant $t+\mathrm{d}t$, $\delta\Sigma_e$ est inclus dans Σ_0 et n'est plus défini.*
>
> *Attention à ne pas confondre, $\delta\Sigma_e$ et $\delta\Sigma_s$ ne contiennent pas les mêmes particules fluides qui « sauteraient » en un temps infiniment court au travers de Σ_0.*

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

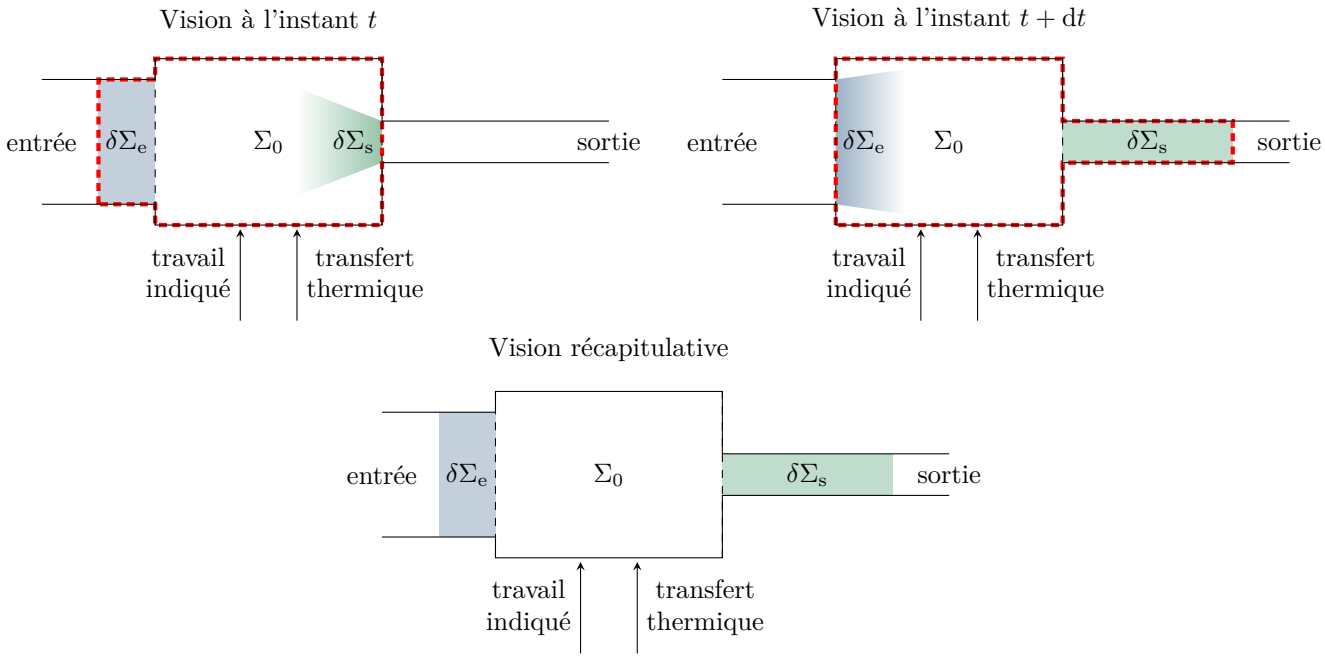


Figure 2 – Construction du système fermé.

- **Bilan de masse**

D

$m_0(t + \mathrm{d}t) = m_0(t) + \delta m_e - \delta m_s$
d'où $\delta m_e = \delta m_s$ car $m_0 = \text{cte}$ par hypothèse de stationnarité.

Espace 12

⇝ les systèmes $\delta\Sigma_e$ et $\delta\Sigma_s$ ont même masse, appelée **masse traversant**.

> ***Remarque :*** *cette relation peut également s'établir grâce au caractère fermé de Σ_f, donc de masse constante :*
> $$m_f(t) = m_f(t + dt) \quad \Longrightarrow \quad \cancel{m_0(t)} + \delta m_e = \cancel{m_0(t + dt)} + \delta m_s$$

Physiquement, la masse traversant δm est reliée au débit massique : c'est la masse qui traverse la section d'entrée et/ou de sortie pendant $\mathrm{d}t$, donc par définition

$$\delta m = D_m \, \mathrm{d}t \, .$$

⇝ on vient de retrouver la conservation du débit massique pour un écoulement stationnaire.

Attention ! Contrairement aux situations étudiées en mécanique des fluides, il y a conservation du débit *massique*, mais a priori pas du débit *volumique* car il peut y avoir des changements d'état.

II.B - Bilan d'énergie : premier principe pour le système ouvert

Idée physique : procéder au bilan d'énergie totale (énergie mécanique **et** énergie interne) de Σ_f entre t et $t + \mathrm{d}t$, 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 Σ_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 Σ_f. Pour exprimer l'énergie potentielle de pesanteur, on suppose l'axe z vertical vers le haut.

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

II.B.1 - À partir de la constitution du système

Entre t et $t+\mathrm{d}t$, l'énergie totale E_f varie de

$$\begin{aligned}\mathrm{d}E_\mathrm{f} &= E_\mathrm{f}(t+\mathrm{d}t) - E_\mathrm{f}(t)\\ &= [E_0(t+\mathrm{d}t) + \delta E_\mathrm{s}] - [E_0(t) + \delta E_\mathrm{e}]\\ &= \left[E_0(t+\mathrm{d}t) + \delta m\, u_\mathrm{s} + \frac{1}{2}\delta m\, v_\mathrm{s}^2 + \delta m\, g\, z_\mathrm{s}\right] - \left[E_0(t) + \delta m\, u_\mathrm{e} + \frac{1}{2}\delta m\, v_\mathrm{e}^2 + \delta m\, g\, z_\mathrm{e}\right]\end{aligned}$$

ce qui se simplifie en

$$\mathrm{d}E_\mathrm{f} = \delta m \left[\left(u_\mathrm{s} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{s}}^2 + g z_\mathrm{s}\right) - \left(u_\mathrm{e} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{e}}^2 + g z_\mathrm{e}\right)\right] .$$

Espace 13

> ***Remarque :*** *les raccourcis dans les notations sont les mêmes que pour le théorème de Bernoulli,*
> ▷ *les vitesses sont des vitesses débitantes, $v = D_V/S$;*
> ▷ *les altitudes sont celles au centre des conduites d'entrée et de sortie.*

II.B.2 - En appliquant le premier principe

- **Transfert thermique**

Le fluide reçoit un transfert thermique algébrique δQ.

- **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 δW_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 :

$$\delta W_{p,\mathrm{e}} = \mathcal{P}_{p,\mathrm{e}}\,\mathrm{d}t = +P_\mathrm{e} S_\mathrm{e}\, v_\mathrm{e}\,\mathrm{d}t = +P_\mathrm{e} D_{V\mathrm{e}}\,\mathrm{d}t = +P_\mathrm{e}\frac{D_\mathrm{m}}{\rho_\mathrm{e}}\,\mathrm{d}t = +P_\mathrm{e} D_\mathrm{m}\bar{V}_\mathrm{e}\,\mathrm{d}t .$$

Espace 14

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

$$\delta W_{p,\mathrm{s}} = -P_\mathrm{s} S_\mathrm{s}\, v_\mathrm{s}\,\mathrm{d}t = -P_\mathrm{s} D_\mathrm{m}\bar{V}_\mathrm{s}\,\mathrm{d}t .$$

Espace 15

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

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

- **Et les pertes de charge ?**

Le premier principe ne concerne que les échanges entre le système et l'extérieur, au contraire du théorème de l'énergie mécanique qui inclut *toutes* les actions mécaniques, extérieures *et* intérieures ... or les actions mécaniques de viscosité sont internes au système.

⇝ les pertes de charge n'apparaissent pas dans le premier principe.

II.B.3 - Conclusion : premier principe pour un système ouvert ou premier principe industriel

Identification entre les deux expressions :

$$\mathrm{d}E_\mathrm{f} = \delta m \left[\left(u_\mathrm{s} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{s}}^2 + g z_\mathrm{s}\right) - \left(u_\mathrm{e} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{e}}^2 + g z_\mathrm{e}\right)\right] = \delta Q + \delta W_\mathrm{i} + P_\mathrm{e}\, D_\mathrm{m}\, \bar{V}_\mathrm{e}\, \mathrm{d}t - P_\mathrm{s}\, D_\mathrm{m}\, \bar{V}_\mathrm{s}\, \mathrm{d}t\,.$$

que l'on peut aussi réécrire en remplaçant $D_\mathrm{m}\,\mathrm{d}t = \delta m$

$$\delta m \left[\left(u_\mathrm{s} + P_\mathrm{s}\bar{V}_\mathrm{s} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{s}}^2 + g z_\mathrm{s}\right) - \left(u_\mathrm{e} + P_\mathrm{e}\bar{V}_\mathrm{e} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{e}}^2 + g z_\mathrm{e}\right)\right] = \delta Q + \delta W_\mathrm{i}$$

identifier les enthalpies massiques

Espace 16

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

On divise tout par δm, dont on rappelle qu'il s'agit de la masse qui entre, égale à la masse qui sort, de Σ_0 pendant $\mathrm{d}t$.

Écriture massique du premier principe :

$$\left(h_\mathrm{s} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{s}}^2 + g z_\mathrm{s}\right) - \left(h_\mathrm{e} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{e}}^2 + g z_\mathrm{e}\right) = q + w_\mathrm{i}$$

R ! D

Espace 17

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

Attention ! Confusion fréquente : 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 Σ_0 ... mais ce n'est pas du tout le transfert thermique reçu par tout le fluide contenu dans Σ_0 au cours d'une transformation qu'on ne saurait même pas définir.

- **Écriture « par unité de temps » : en puissance**

On divise cette fois par $\mathrm{d}t$.

Écriture en puissance du premier principe :

$$D_\mathrm{m}\left[\left(h_\mathrm{s} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{s}}^2 + g z_\mathrm{s}\right) - \left(h_\mathrm{e} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{e}}^2 + g z_\mathrm{e}\right)\right] = \mathcal{P}_\mathrm{th} + \mathcal{P}_\mathrm{i}$$

R ! D

Espace 18

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

Attention ! Ne pas mélanger les versions « puissance » (D_m en facteur) et « massique » (pas de facteur du tout). La nécessité de mettre un facteur se retrouve par analyse dimensionnelle.

On rappelle également que les échanges d'énergie massiques et les puissances sont reliés par

R

$$\boxed{\mathcal{P}_\mathrm{th} = D_\mathrm{m}\, q \qquad \text{et} \qquad \mathcal{P}_\mathrm{i} = D_\mathrm{m}\, w_\mathrm{i}\,.}$$

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

- **Notation alternative**

Le premier principe est parfois écrit sous la forme plus compacte

R

$$\Delta\left(h+\frac{1}{2}v^2+gz\right)=\Delta h+\Delta e_{\mathrm{c}}+\Delta e_{\mathrm{pp}}=q+w_{\mathrm{i}}$$

où la notation Δ signifie « valeur en sortie − valeur en entrée », parfois notée également Δ_{es}.

Attention ! Ne pas confondre :

- ▷ le premier principe pour un système fermé renseigne sur les variations d'enthalpie d'un même système entre *le début et la fin* de la transformation ;
- ▷ le premier principe pour un système ouvert ne renseigne pas du tout sur les variations des fonctions d'état de Σ_0 (le système ouvert) entre t et $t+\mathrm{d}t$: en régime stationnaire, ces fonctions d'état ne varient pas.

⇝ il faut se méfier de l'écriture en Δ qui peut renforcer cette confusion.

II.C - Bilan d'entropie : second principe pour le système ouvert

La démarche est identique pour procéder à un bilan d'entropie, et la démonstration est même plus simple car seul les transferts thermiques permettent d'échanger de l'entropie. On aboutit aux résultats suivants :

▷ **Second principe par unité de masse traversant**, i.e. en entropies massiques :

R

$$\boxed{s_{\mathrm{s}}-s_{\mathrm{e}}=s_{\mathrm{éch}}+s_{\mathrm{créée}}=\frac{q}{T_{\mathrm{ext}}}+s_{\mathrm{créée}}\,,}$$

avec $s_{\mathrm{éch}}=q/T_{\mathrm{ext}}$ (en $\mathrm{J\cdot K^{-1}\cdot kg^{-1}}$) l'entropie massique (= par unité de masse traversant) échangée au sein de Σ_0 et $s_{\mathrm{créée}}>0$ l'entropie massique créée.

▷ **Second principe par unité de temps :**

$$\boxed{D_{\mathrm{m}}\left(s_{\mathrm{s}}-s_{\mathrm{e}}\right)=\frac{\delta S_{\mathrm{éch}}}{\mathrm{d}t}+\frac{\delta S_{\mathrm{créée}}}{\mathrm{d}t}=\frac{\mathcal{P}_{\mathrm{th}}}{T_{\mathrm{ext}}}+\sigma\,,}$$

où σ (en $\mathrm{J\cdot K^{-1}\cdot s^{-1}}$) est appelé **taux de création d'entropie** ou parfois puissance entropique.

Les causes de création d'entropie au sein d'un écoulement sont les causes classiques d'irréversibilité :

inhomogénéités (ppalement de température) et frottements de toute sorte, notamment la viscosité.

Espace 19

II.D - Généralisation aux systèmes à plusieurs entrées et plusieurs sorties

Les démonstrations sont un peu plus fastidieuses, mais les idées de physique sont exactement les mêmes.

Bilan de masse : la masse du système ouvert est constante, on en déduit donc

$$\boxed{\sum_{\text{entrées } i}D_{\mathrm{m},i}=\sum_{\text{sorties } j}D_{\mathrm{m},j}\,.}$$

Bilan d'énergie : le raisonnement est tout à fait identique et donne

$$\boxed{\sum_{\text{sorties } j}D_{\mathrm{m},j}\left(h_j+\frac{1}{2}{v_j}^2+gz_j\right)-\sum_{\text{entrées } i}D_{\mathrm{m},i}\left(h_i+\frac{1}{2}{v_i}^2+gz_i\right)=\mathcal{P}_{\mathrm{th}}+\mathcal{P}_{\mathrm{i}}\,.}$$

L'écriture en termes de travail indiqué est cette fois beaucoup moins pratique à manipuler que celle en puissance.

Bilan d'entropie : idem.

$$\boxed{\sum_{\text{sorties } j}D_{\mathrm{m},j}\,s_j-\sum_{\text{entrées } i}D_{\mathrm{m},i}\,s_i=\frac{\mathcal{P}_{\mathrm{th}}}{T_{\mathrm{ext}}}+\sigma\,.}$$

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

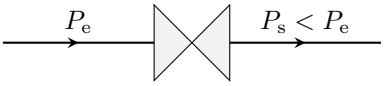
III - Quelques composants des installations industrielles

III.A - 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 d'un frigo domestique.



Détendeur

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

Espace 20

▷ *Transfert thermique :*

négligeable car le passage dans le détendeur est rapide, on peut modéliser le détendeur par un système calorifugé.

Espace 21

▷ *Variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle massique :*
supposées nulles

Espace 22

▷ *Simplification du premier principe :* faire barrer les termes

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

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

$h_s = h_e$, la transf est isenthalpique

Espace 23

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

BY-NC-SA

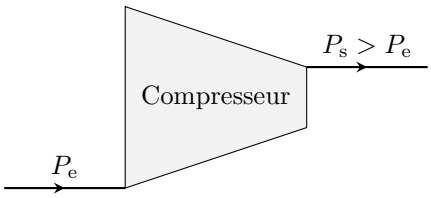
© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

III.B - 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.

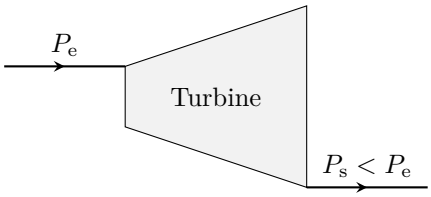
Compresseur d'un climatiseur automobile.



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.

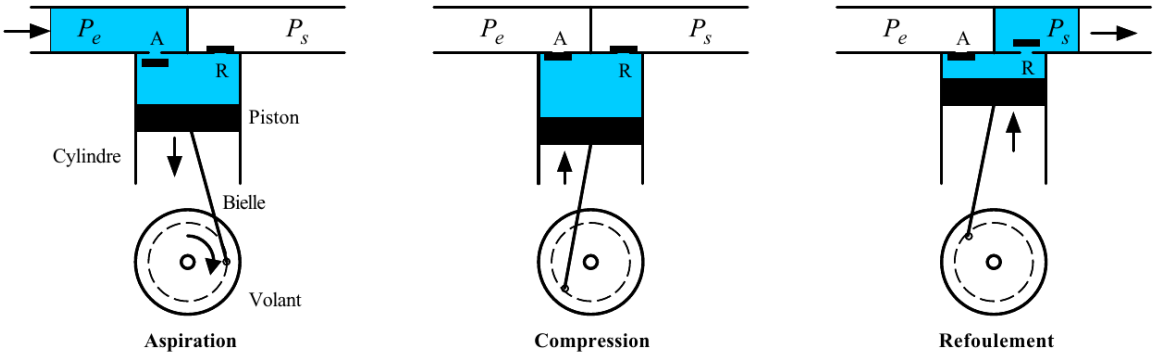
Turbine d'une centrale à gaz.



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

Culture industrielle :

Plusieurs technologies de compresseur existent : à piston, rotatif, centrifuge, etc. Le plus simple est le compresseur à pistons, qui fonctionne sur le principe décrit ci-dessous :



Les changements d'état au sein des turbines sont à éviter car les gouttes de liquide au sein d'un gaz détériorent les pâles de la turbine par érosion, et donc limitent sa durée de vie. Le titre en vapeur en sortie d'une turbine doit être le plus élevé possible, mais implique souvent des compromis technologiques.

Bien que jouant un rôle analogue, les compresseurs et les pompes reposent sur des technologies différentes. Il faut en général s'assurer qu'ils ne sont alimentés que par de la vapeur sèche ou du liquide pur : la présence de liquide dans un compresseur ou de vapeur dans une pompe peut sérieusement les endommager. Dans le cas d'un compresseur, on parle alors de « coup de liquide ».

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

- **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

M

Espace 24

▷ *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 :* faire barrer les termes

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

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

R

$$h_s - h_e = w_i \text{ ou } D_m(h_s - h_e) = \mathcal{P}_i \quad \text{avec} \quad w_{i,turb} < 0 \quad \text{et} \quad w_{i,compr} > 0.$$

Espace 25

> ***Culture industrielle :***
>
> *Si on ne s'intéresse qu'à la chute de pression du fluide, utiliser une turbine plutôt qu'un détendeur permet de récupérer en plus une puissance indiquée, qui peut servir par exemple à mettre en rotation un alternateur et produire de l'électricité (on parle de cogénération).*
>
> *Pour une usine, les décisions sont prises sur des critères économiques : une turbine coûte bien plus cher qu'un détendeur, et il faut la rentabiliser par la revente de l'électricité produite (ou les économies induites par son utilisation interne à l'usine). La puissance récupérable par détente d'un liquide est plusieurs centaines de fois plus faible que celle récupérable par détente d'un gaz, si bien qu'on utilise systématiquement des détendeurs pour les liquides alors que les gaz sont préférentiellement détendus dans des turbines.*
>
> *Sur les petites installations domestiques (réfrigérateur, etc.), il est bien sûr inenvisageable d'installer une turbine : seuls des détendeurs sont utilisés.*

- **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, figure 3.

Considérons une compression dans un compresseur ou une détente dans une turbine d'une quantité ΔP donnée.

Cas réversible : comme il n'y a pas d'échange thermique, la transformation est isentropique.
- ▷ Compression : l'état initial est $\boxed{1}$, l'état final est $\boxed{2}$.
- ▷ Détente : réciproquement, l'état initial est $\boxed{2}$ et l'état final $\boxed{1}$.

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 $\boxed{1}$ pour aboutir par exemple à l'état $\boxed{2'}$.
  - → Conséquence en termes de travail indiqué :

    on constate $h_{2'} > h_2$ donc d'après le premier ppe le travail à fournir pour comprimer de ΔP est supérieur lorsque la compression est irréversible.

Espace 26

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

Espace 27

- ⇝ 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.

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

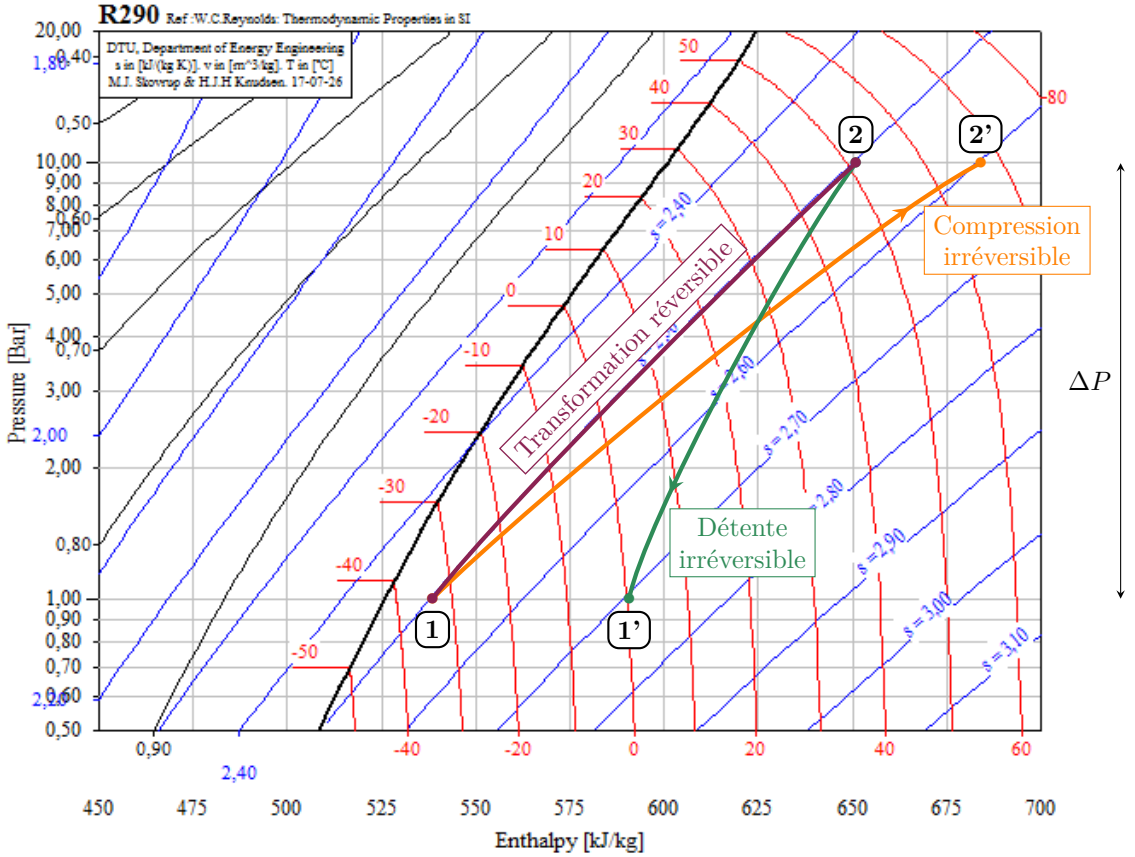


Figure 3 – Zoom sur la courbe de rosée du propane dans le diagramme des frigoristes.

▷ 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 ppe $|w_i'| < |w_i|$, le travail récupéré par la turbine pour une même chute de pression est plus faible dans le cas irréversible.

Espace 28

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

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

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

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

$$\eta_{\text{compr}} = \frac{w_i^{(\text{iso-S})}}{w_i^{(\text{réel})}} = \frac{w_i^{(\text{min})}}{w_i^{(\text{réel})}} = \frac{(h_s - h_e)^{(\text{iso-S})}}{(h_s - h_e)^{(\text{réel})}}$$

Attention ! Le rendement isentropique étant par définition inférieur à 1, les définitions sont inversées ... ceci étant, le programme stipule qu'elles doivent être rappelées par un énoncé.

> ***Culture industrielle :*** *Cette baisse des performances énergétiques due aux irréversibilités a nécessairement un coût financier pour l'industriel. Cette considération est d'ailleurs très générale : pour augmenter le rendement économique d'une installation, l'une des pistes est toujours d'identifier et minimiser les irréversibilités ... créer de l'entropie, c'est perdre de l'argent.*
>
> *Classiquement, le rendement isentropique d'une turbine est de l'ordre de 90 voire 95 % ; celui d'un compresseur est un peu plus faible, de l'ordre de 75 à 80 %.*

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

Application 1 : Rendement isentropique

On raisonne sur l'exemple précédent du R290.

1 - Déterminer le rendement isentropique de la compression 1→2'.

2 - On raisonne sur une autre détente irréversible, de même ΔP 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.

M

1 $\eta_{\text{compr}} = \dfrac{650-535}{685-535} = 0{,}76$

2 Comme ΔP ne change pas, on connaît déjà la pression. On calcule l'enthalpie massique avec la définition du rendement isentropique,
$\eta = \dfrac{h_2 - h_{1''}}{h_2 - h_1} = 0{,}7$ donc $h_{1''} = h_2 - \eta(h_2 - h_1) = 570\,\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ce qui permet de placer le point.
Le travail cédé à la turbine vaut $w_{\text{turb}} = |h_{1''} - h_2| = 80\,\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$.

Espace 29

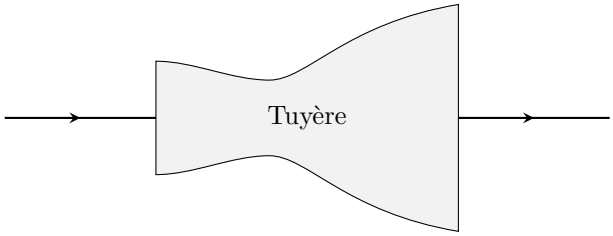
III.C - Tuyère

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**.

Q

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. Les tuyères à liquide existent également, et sont utilisées par exemple dans des systèmes de pulvérisation, ou encore dans des systèmes de mesure de vitesses d'écoulement.

▷ *Travail indiqué :* nul car aucune pièce mobile

M

Espace 30

▷ *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 (pas du tout !) synonyme d'isotherme.

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

▷ *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.

Espace 31

▷ *Simplification du premier principe :* faire barrer les termes

$$\left(h_\mathrm{s} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{s}}^2 + g z_\mathrm{s}\right) - \left(h_\mathrm{e} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{e}}^2 + g z_\mathrm{e}\right) = w_\mathrm{i} + q$$

R

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

$$h_\mathrm{s} - h_\mathrm{e} + \frac{1}{2}{v_\mathrm{s}}^2 = 0 \text{ soit } v_\mathrm{s} = \sqrt{2(h_\mathrm{e} - h_\mathrm{s})}$$

Espace 32

> ***Culture industrielle :*** *La forme précise à donner à la tuyère d'un moteur à réaction dépend de la vitesse des gaz. En particulier, une tuyère convergente permet d'accélérer des gaz à des vitesses subsoniques (vitesse d'écoulement par rapport à la tuyère inférieure à la vitesse du son dans le gaz), mais pas au delà de la vitesse du son. Au contraire, une tuyère divergente permet d'accélérer des gaz qui sont déjà entrés à une vitesse supersonique. Ainsi, pour permettre à des gaz subsoniques de devenir supersoniques, il faut combiner les deux effets en utilisant une tuyère convergent-divergent, appelée tuyère de Laval.*

M

Application 2 : 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 ($P_\mathrm{e} = 115\,\mathrm{bar}$, $T_\mathrm{e} = 3300\,^\circ\mathrm{C}$), qui est expulsée à raison de $250\,\mathrm{kg\cdot s^{-1}}$ 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 $c_P = 2{,}0\cdot 10^3\,\mathrm{J\cdot K^{-1}\cdot kg^{-1}}$ et $\gamma = 1{,}3$, indépendamment de la température.

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

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

3 - En déduire la force de poussée au démarrage $F_\mathrm{p} = D_\mathrm{m} v_\mathrm{s}$.

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

$$T_\mathrm{e}^{\gamma}\, P_\mathrm{e}^{1-\gamma} = T_\mathrm{s}^{\gamma}\, P_\mathrm{s}^{1-\gamma} \qquad \text{soit} \qquad T_\mathrm{s} = \left(\frac{P_\mathrm{e}}{P_\mathrm{s}}\right)^{(1-\gamma)/\gamma} \simeq 900\,^\circ\mathrm{C}\,.$$

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

$$v_\mathrm{s} = \sqrt{2 c_P (T_\mathrm{e} - T_\mathrm{s})} = 3000\,\mathrm{m\cdot s^{-1}}\,.$$

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

BY-NC-SA

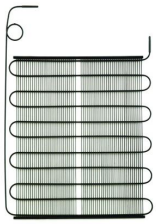
© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

Espace 33

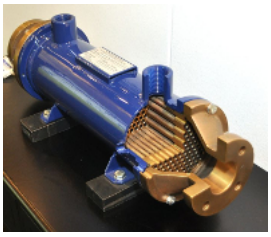
III.D - Échangeur thermique

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.

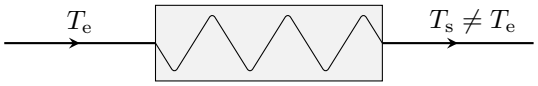
Dans un échangeur simple flux, un seul écoulement est forcé, l'autre étant assuré par convection naturelle ; alors que dans un échangeur double flux les deux fluides sont en écoulement forcé.

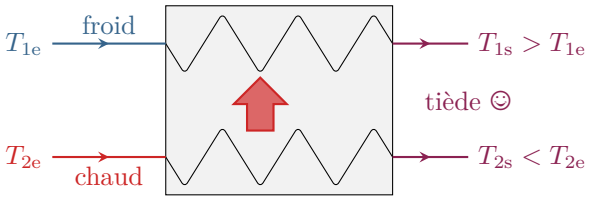


Condenseur arrière d'un frigo domestique



Échangeur tubulaire d'une chaudière.





Attention ! Un échangeur double flux ne doit pas être confondu avec un mélangeur, voir paragraphe III.E.

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

Espace 34

▷ *Variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle massique :* négligeables devant les variations d'enthalpie.
▷ *Simplification du premier principe :* faire barrer les termes

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

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

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

Espace 35

> ***Remarque :*** *Usuellement, le fluide extérieur est modélisé par un thermostat.*

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

- **Application du premier principe à l'échangeur double flux**

▷ *Travail indiqué :* nul pour les deux fluides car il n'y a aucune pièce mobile ;

M

▷ *Transfert thermique :*

Le fluide 1 reçoit une puissance thermique $\Phi_{2\to1}$ de la part du fluide 2 ;
Le fluide 2 reçoit une puissance thermique $\Phi_{1\to2}$ de la part du fluide 1 ;
Il s'agit du même échange thermique orienté différemment : on a donc $\Phi_{2\to1} = -\Phi_{1\to2} = \Phi_{\text{int}}$.
Les échanges thermiques avec l'extérieur sont négligeables devant l'échange interne : on peut supposer l'échangeur **globalement** calorifugé.

Espace 36

▷ *Variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle massique :* négligeables devant les variations d'enthalpie.

▷ *Premier principe appliqué aux deux fluides séparément :*

$D_{\text{m1}}(h_{1\text{s}} - h_{1\text{e}}) = \Phi_{\text{int}}$ et $D_{\text{m2}}(h_{2\text{s}} - h_{2\text{e}}) = -\Phi_{\text{int}}$.

Espace 37

▷ *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, $D_{\text{m1}}(h_{1\text{s}} - h_{1\text{e}}) + D_{\text{m2}}(h_{2\text{s}} - h_{2\text{e}}) = 0$.

Espace 38

> ***Remarque :*** *On retrouve sans surprise le résultat donné par le premier principe pour un système globalement calorifugé à deux entrées et deux sorties de même débit massique.*

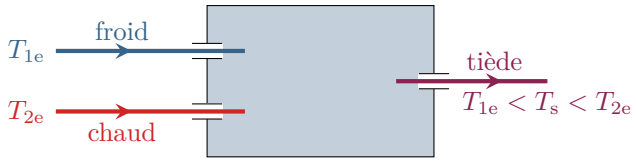
III.E - Mélangeur

Q

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 ☺



Attention ! Un mélangeur ne doit pas être confondu avec un échangeur thermique, voir paragraphe III.D.

Un mélangeur peut également être utilisé pour produire un mélange saturant, en envoyant du liquide pur et de la vapeur sèche par les deux entrées. En particulier, on cherche souvent à obtenir une vapeur saturante à partir d'une vapeur sèche : le mélangeur utilisé est alors appelé **désurchauffeur**.

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.

M

▷ *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.

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

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

$$D_{\text{ms}}h_{\text{s}} - (D_{\text{m1}}h_{\text{e1}} + D_{\text{m2}}h_{\text{e2}}) = 0$$
$$\text{et } D_{\text{ms}} - (D_{\text{m1}} + D_{\text{m2}}) = 0.$$

Espace 39

Application 3 : 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 ($T_{\text{f}}, D_{\text{f}}$). Déterminer la température de l'eau en sortie du robinet.

Conservation du débit + 1er P : $(D_{\text{c}} + D_{\text{f}})h_{\text{s}} - D_{\text{c}}h_{\text{c}} - D_{\text{f}}h_{\text{f}} = 0$
soit encore $D_{\text{c}}(h_{\text{s}} - h_{\text{c}}) + D_{\text{f}}(h_{\text{s}} - h_{\text{f}}) = 0$
et avec la loi de Joule $D_{\text{c}}c(T_{\text{s}} - T_{\text{c}}) + D_{\text{f}}(T_{\text{s}} - T_{\text{f}}) = 0$
ce qui permet d'isoler la température de sortie : $(D_{\text{c}} + D_{\text{f}})T_{\text{s}} - D_{\text{c}}T_{\text{c}} - D_{\text{f}}T_{\text{f}} = 0$
et enfin $T_{\text{s}} = \dfrac{D_{\text{c}}}{D_{\text{c}} + D_{\text{f}}}T_{\text{c}} + \dfrac{D_{\text{f}}}{D_{\text{c}} + D_{\text{f}}}T_{\text{f}}$.

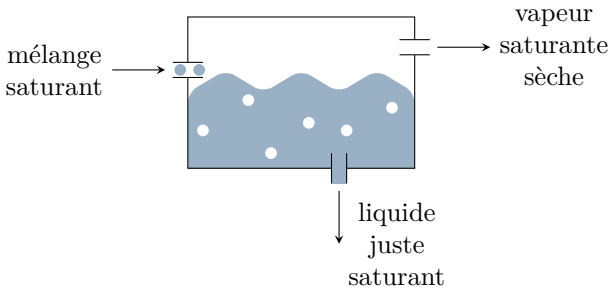
Espace 40

III.F - 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 **déssècheur 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 séparateur parfaitement calorifugé
dans lequel les variations d'énergie cinétique et potentielle massique sont négligeables,

$$(D_{\text{m,V}}h_{\text{V}} + D_{\text{m,L}}h_{\text{L}}) - D_{\text{me}}h_{\text{e}} = 0 \text{ et } (D_{\text{m,V}} + D_{\text{m,L}}) - D_{\text{me}} = 0$$

Espace 41

BY-NC-SA © Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

III.G - Récapitulatif

Dans tout le tableau ci-dessous, la notation Δ signifie « valeur en sortie − valeur en entrée ». Le tableau est certes à connaître, mais il faut surtout savoir le reconstruire en citant et justifiant toutes les hypothèses qui permettent d'aboutir à l'écriture du premier principe.

R
M !

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

> ***Culture industrielle :*** *Pour des raisons de complexité technologique, on préfère séparer les tâches, et réaliser les échanges thermiques et mécaniques dans des composants séparés. C'est pourquoi il n'existe pas de composant qui transmette à la fois un travail indiqué et un transfert thermique au fluide.*

Les composants sont également souvent désignés en fonction de leur finalité : on parle par exemple de condenseur (échangeur servant à liquéfier une vapeur), d'évaporateur, de désurchauffeur, etc.

IV - 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 [1] 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'occurence dans un ballon tampon intermédiaire).

IV.A - 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 ($Q_c < 0$).

1. Son pouvoir de réchauffement est tout même de 675, c'est-à-dire que 1 kg de R32 contribue au réchauffement climatique 675 fois plus que 1 kg de CO_2 ... mais c'est toujours mieux que les fluides « concurrents » !

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

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 $W > 0$.

Espace 42

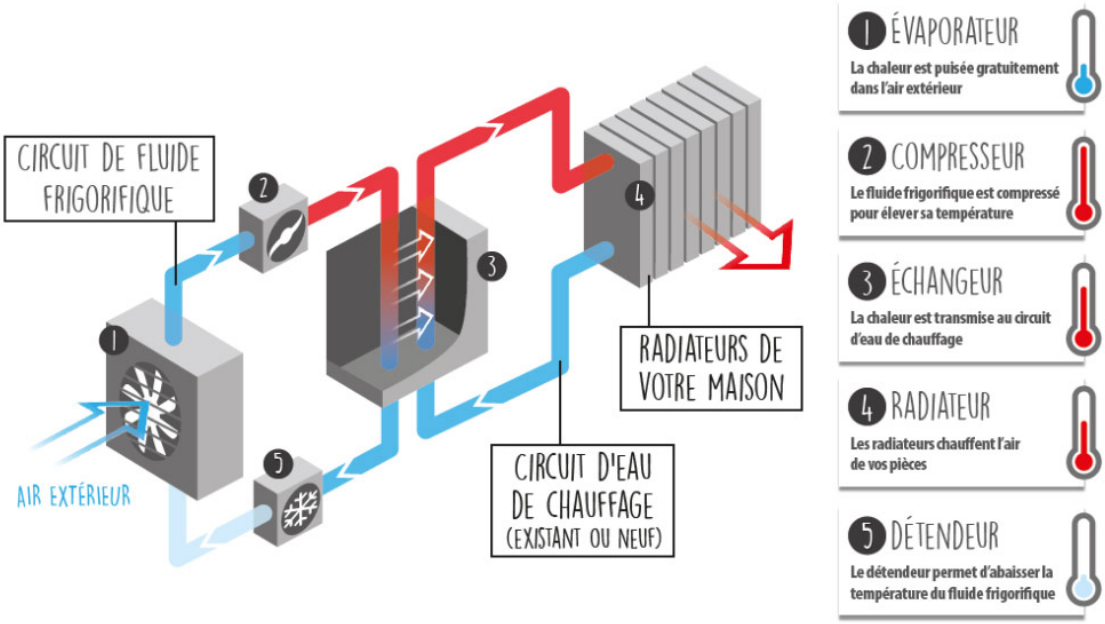


Figure 4 – Schéma explicatif du principe d'une PAC air-eau. Dans une PAC air-eau, la source froide est l'air extérieur, et la source chaude l'eau du circuit de chauffage. Dans le principe, un climatiseur fonctionne à l'identique, en inversant « l'intérieur » et « l'extérieur » de la maison. Schéma issu d'un site de fabriquant.

- **Structure de l'installation**

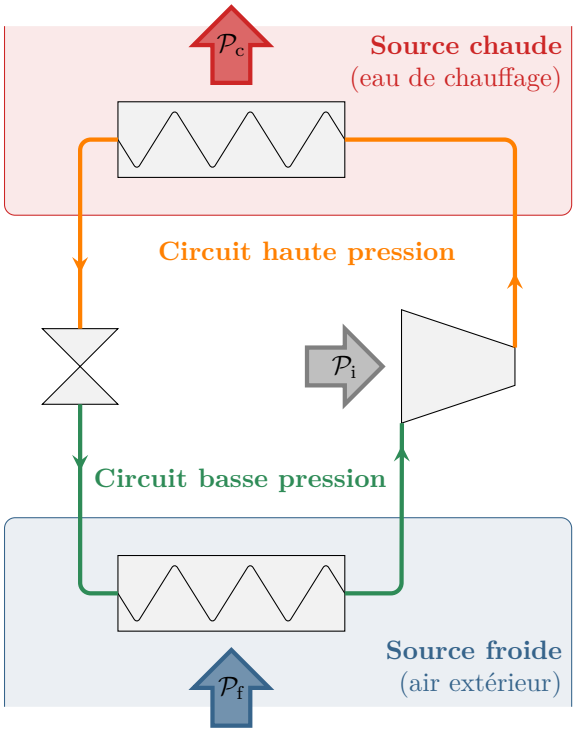


Figure 5 – Schéma thermodynamique.

La plupart des installations réceptrices (PAC, réfrigérateur, climatiseur, etc.) présentent le même type de structure à quatre éléments, représentée figure 5.

▷ **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 :*

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

Espace 43

ODG : $\Delta_{vap}h \sim 10^3\,\mathrm{kJ\cdot kg^{-1}}$ mais $c \sim 1\,\mathrm{kJ\cdot K^{-1}\cdot kg^{-1}}$.

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

▷ *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.

Espace 44

▷ *Au contact de la source chaude :*

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

Espace 45

IV.B - Étude du cycle en diagramme des frigoristes

Le cycle suivi [2] est représenté figure 6 dans le diagramme des frigoristes.

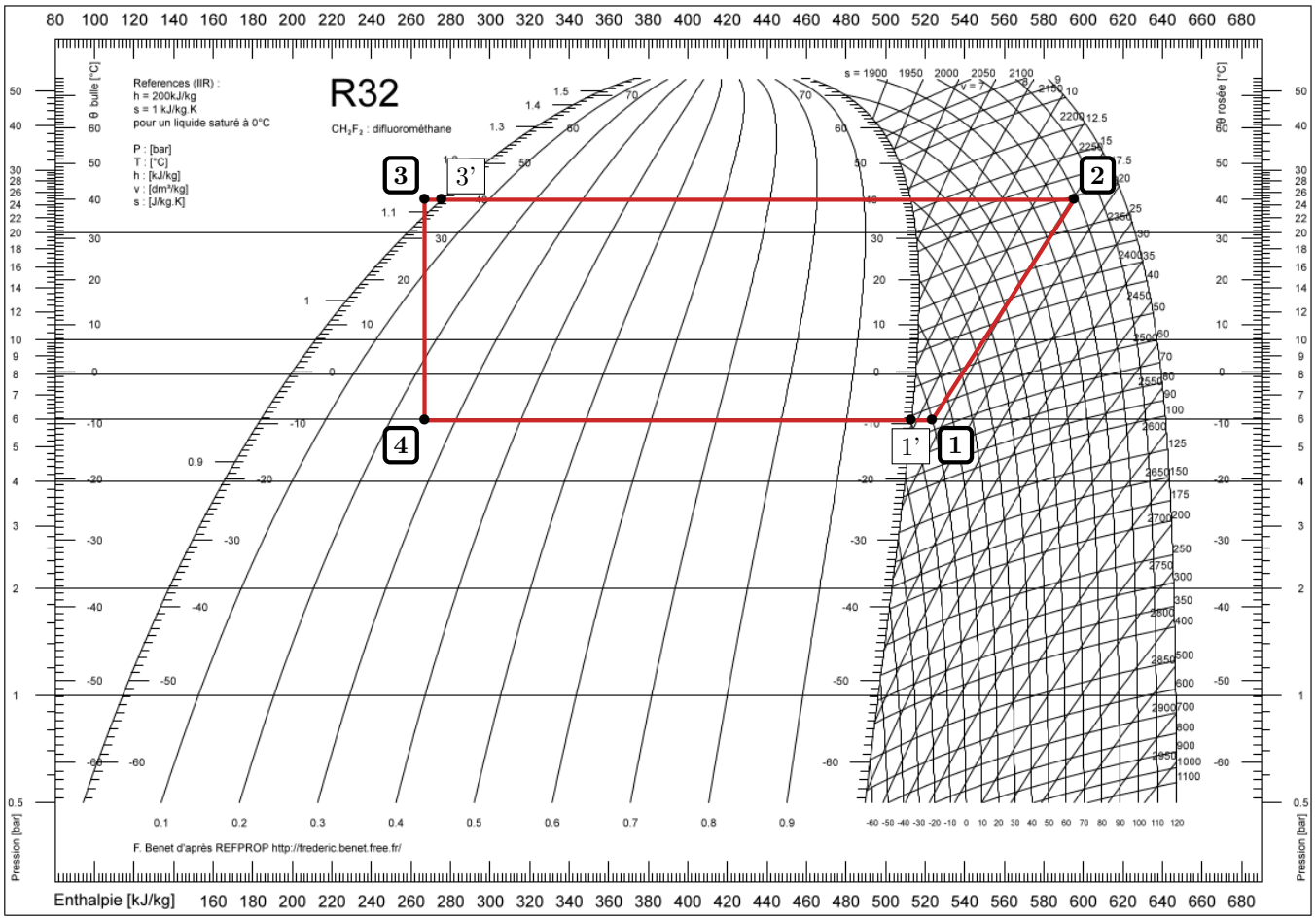


Figure 6 – Cycle de la PAC représenté dans le diagramme des frigoristes du R32.

- **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 ppe : compression, échangeurs isobares, détente isenthalpique.

Espace 46

2. Approximativement, car le circuit réel d'une PAC est un peu plus complexe, avec la présence d'un composant supplémentaire appelé économiseur.

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

- **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.

R !

Moteur : cycle parcouru en sens horaire ;
machine frigorifique : cycle parcouru en sens trigonométrique.

Espace 47

- **Limites de fonctionnement**

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

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

Espace 48

⇝ 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.

IV.C - Coefficient de performance

Application 4 : Calcul du COP du cycle de Joule inverse

M !

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.

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

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

4 - En déduire le COP.

5 - Comparer au COP de Carnot.

1 - Définition : $e = -\dfrac{Q_c}{W} = -\dfrac{\mathcal{P}_c}{\mathcal{P}_i} = -\dfrac{q_c}{w}$.

2 - Transfert thermique échangé avec la source chaude : d'après le 1er P appliqué à l'étape 2-3,
$q_c + \cancel{w_{23}} = h_3 - h_2 \simeq 265 - 595 = -330\,\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$.
Le légender par une grande flèche sur le diagramme : c'est la longueur du plateau.

3 - Travail reçu : d'après le 1er P appliqué à l'étape 1-2,
$w + \cancel{q_{12}} = h_2 - h_1 \simeq 595 - 525 = 70\,\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Idem : c'est la longueur horizontale de la compression.

4 - Conclusion : $\text{COP} = \dfrac{330}{70} = 4{,}7$

5 - COP de Carnot : $COP_{\text{Carnot}} = \dfrac{T_c}{T_c - T_f} = \dfrac{35 + 273}{35 - 5} = 10$

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

Espace 49

D'où vient l'écart entre le COP réel et le COP de Carnot ? irréversibilités au cours des différentes étapes.

Espace 50

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.

> ***Culture technologique :***
>
> *Le COP utilisé dans les documentation techniques de PAC est défini dans des conditions normalisées $T_c = 35\,°C$ (température d'un circuit de chauffage au sol) et $T_f = 7\,°C$ (température de l'air extérieur). Le COP est défini à partir de la consommation électrique totale (incluant circuits de ventilation, de commande, etc.) et pas seulement du travail fourni par le compresseur. En ordre de grandeur, le COP d'une pompe à chaleur du commerce varie entre 3 et 6.*
>
> *En pratique, ces conditions sont optimales, et le COP ne reflète donc pas le fonctionnement moyen de la pompe à chaleur : pour les systèmes actuels, l'efficacité moyenne d'une pompe à chaleur sur une année varie de 1,5 (région très froide, PAC de qualité moyenne) à 4 (région moins froide, PAC très performante). Les documentations techniques évoquent ces chiffres sous le nom de « COP annuel ».*

IV.D - 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 $1' \to 1$ et $3' \to 3$ 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**

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

Espace 51

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

Espace 52

- **Intérêt de la surchauffe**

Q 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**

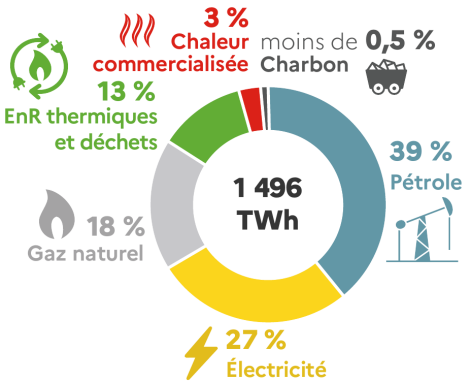
Q Le choix des paramètres d'un cycle résulte bien sûr d'une optimisation thermodynamique, mais aussi très souvent de contraintes technologiques inhérentes aux composants.

BY-NC-SA

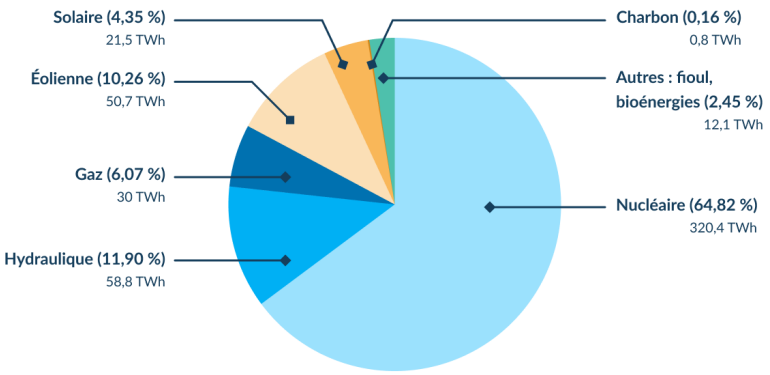
© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

V - 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)

Figure 7 – Ordres de grandeur énergétiques.

V.A - Structure d'une centrale nucléaire REP

Toutes les centrales nucléaires françaises sont de type REP (réacteur à eau pressurisée), dont un schéma est représenté figure 8. 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.

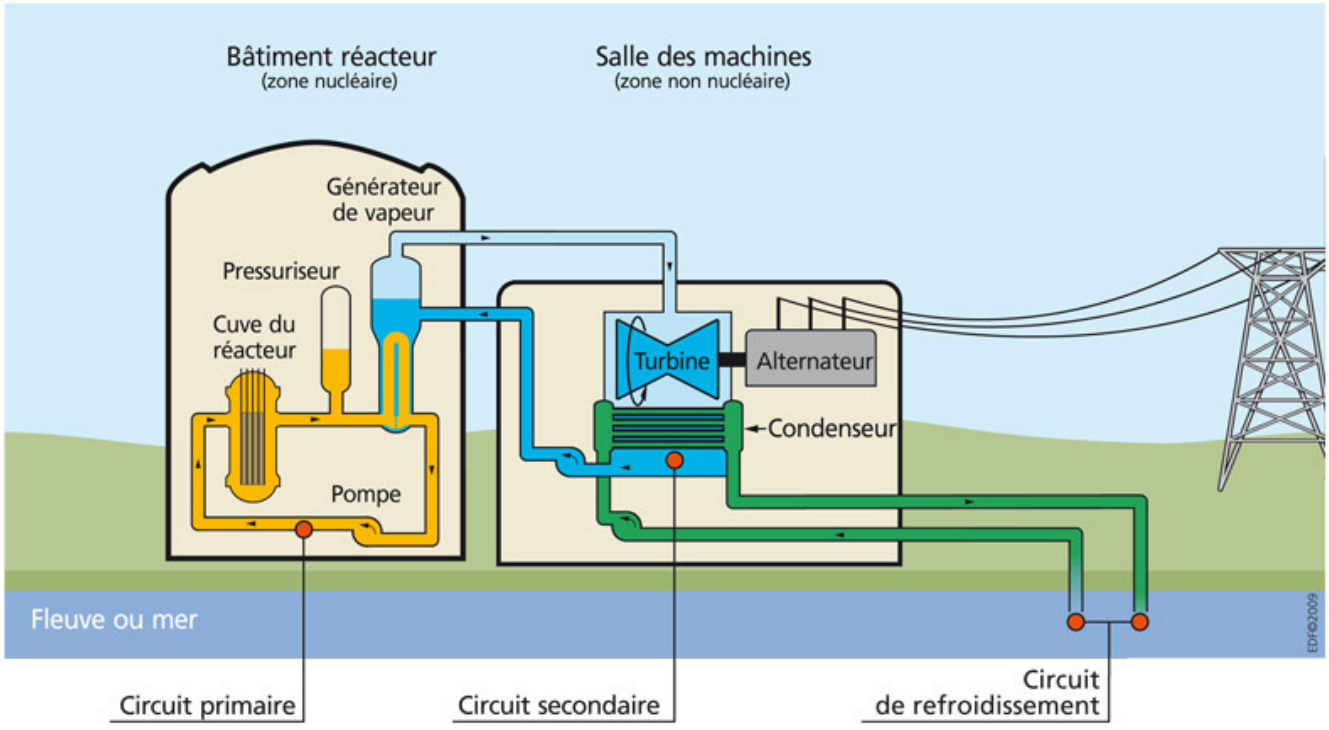


Figure 8 – Structure d'une centrale nucléaire REP. Source : ISRN (Institut de Sûreté et Radioprotection Nucléaire).
Compléter circ primaire = sce chaude, circ secondaire = fl caloporteur, circ refroidiss = sce froide

Intérêt des trois circuits différents :
s'assurer au maximum de l'absence de fuite de radioactivité dans l'environnement.

Espace 53

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

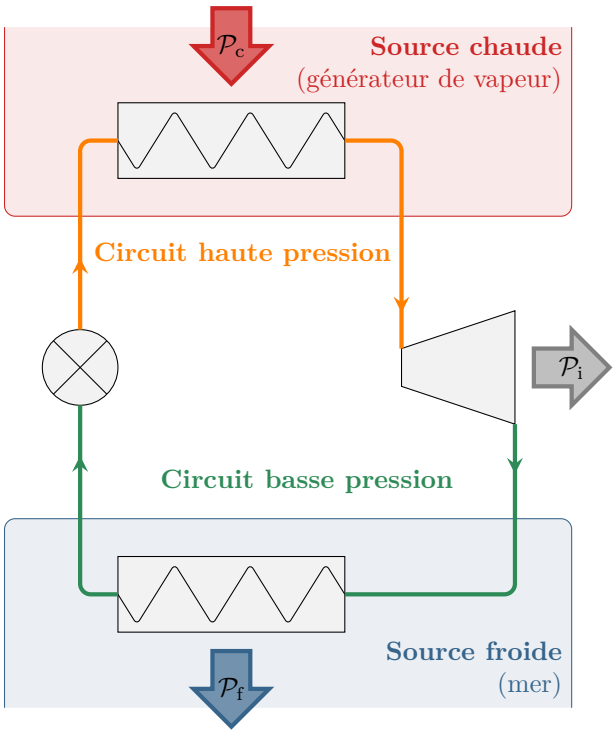


Figure 9 – Schéma thermodynamique.

La plupart des installations motrices à vapeur, et en particulier toutes les centrales électriques, présentent le même type de structure à quatre éléments représentée figure 9.

- ▷ **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.

> ***Remarque :*** *On pourrait également indiquer sur ce schéma le travail mécanique de compression apporté par la pompe. Cependant, comprimer un liquide quasiment incompressible demande très peu d'énergie : en pratique, ce travail est négligeable devant les autres énergies échangées au cours du cycle.*

V.B - Étude du cycle en diagramme entropique

Le cycle suivi est représenté figure 10 dans le diagramme entropique. Les valeurs correspondent à un réacteur nucléaire de 1300 MW, comme ceux de Paluel et Penly : vaporisation à 65 bar et condensation à 0,05 bar.

- **Identification des différentes étapes**

M !

P et T sont maximales en sortie du GV, 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.

Espace 54

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

Q

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.

Espace 55

- **Sens de parcours du cycle**

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

Espace 56

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

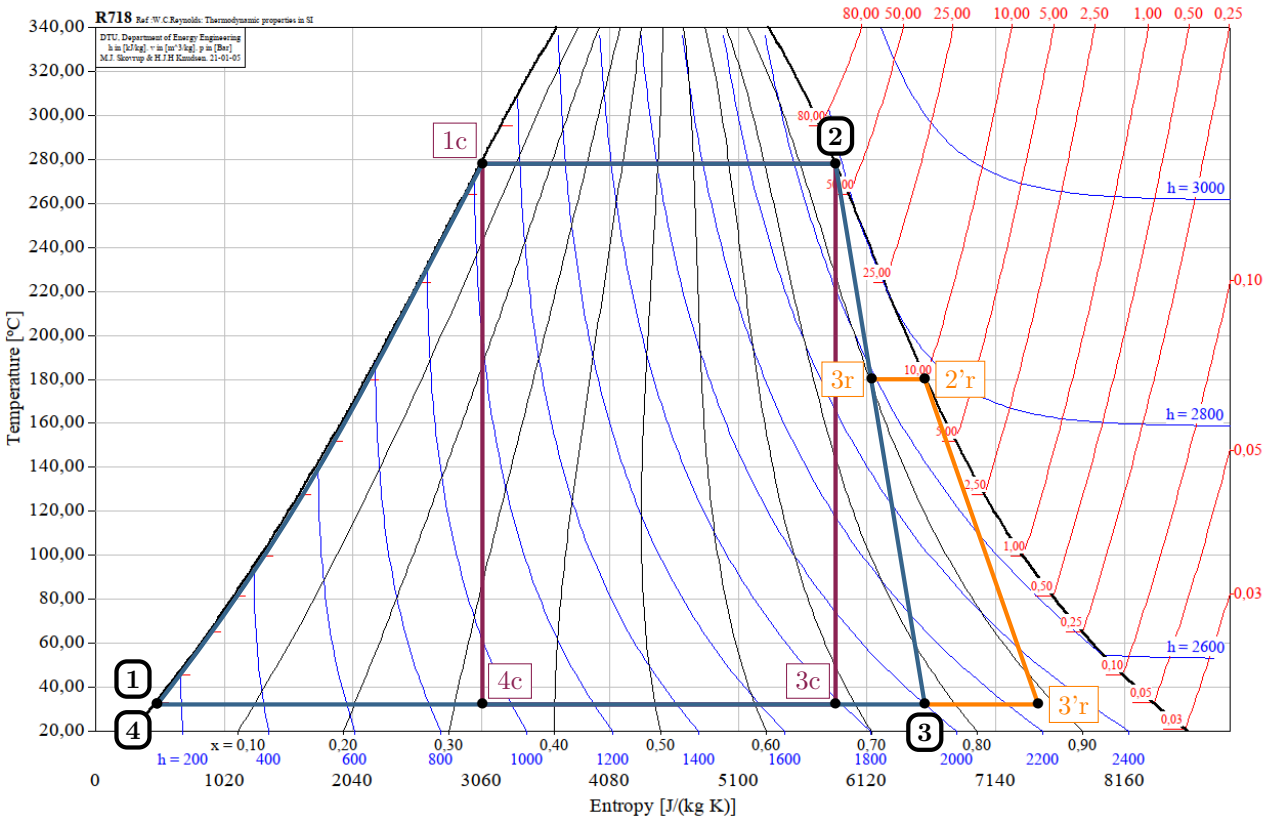


Figure 10 – **Cycle de Rankine représenté dans le diagramme entropique de l'eau.** Bleu : cycle de Rankine ; violet : cycle de Carnot ; orange : cycle de Rankine avec détente étagée et réchauffe.

V.C - Rendement

Application 5 : 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.

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

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

4 - En déduire le rendement du cycle.

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

M !

1 - Définition : $\eta = -\dfrac{W}{Q_c} = -\dfrac{\mathcal{P}_m}{\mathcal{P}_c} = -\dfrac{w}{q_c}$.

2 - Transfert thermique échangé avec la source chaude : uniquement dans le GV au cours de l'étape 1-2,
$h_2 - h_1 = \cancel{w_{12}} + q_{12} \simeq 2800 - 150 = 2650\,\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

3 - Travail algébrique reçu : uniquement dans la turbine au cours de l'étape 2-3,
$h_3 - h_2 = w_{23} + \cancel{q_{23}} \simeq 2000 - 2800 = -800\,\mathrm{kJ \cdot kg^{-1}}$

4 - Conclusion : $\eta = -\dfrac{w_{23}}{q_{12}} = \dfrac{800}{2650} = 0{,}30$

5 - Rendement de Carnot : $\eta_C = 1 - \dfrac{T_f}{T_c} = 0{,}5$

Espace 57

> ***Remarque :*** *On pourrait se poser la question du travail de compression fourni par la pompe dans le calcul du rendement. La pompe est technologiquement importante (l'eau doit être sous pression en arrivant dans le générateur de vapeur sans quoi elle serait refoulée), mais le travail qu'elle fournit est en pratique négligeable devant les autres énergies échangées. Comprimer un liquide est très économique en énergie ... mais en contrepartie l'élévation de température que permet par exemple un compresseur doit être assuré par le générateur de vapeur, ce qui engendre un surcoût.*

V.D - 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.

Espace 58

Pourquoi aller au point 4 au lieu de 4c ?

Raisons technologique : 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.

Espace 59

- **Réchauffe et surchauffe**

Q 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 sur la figure 10, on parle alors de **détente étagée**.

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr

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 goutelettes d'eau. Augmenter le titre en vapeur permet de diminuer le nombre de goutelettes présentes, et donc d'augmenter la durée de vie de la turbine.

> ***Culture industrielle :*** *Le choix technologique retenu pour les centrales françaises est celui d'une détente étagée avec réchauffe, mais il est possible aussi de laisser plus longtemps le fluide au contact du générateur de vapeur pour obtenir en sortie de la vapeur surchauffée à température plus élevée et n'utiliser ensuite qu'une seule turbine pour la détente. Parfois, les deux solutions sont combinées : on parle alors de surchauffe et de resurchauffe.*

Application 6 : 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

$$\eta = -\frac{(h_{3\mathrm{r}} - h_2) + (h_{3'\mathrm{r}} - h_{2'r})}{(h_2 - h_1) + (h_{2'r} - h_{3r})} \simeq -\frac{2600 - 2800 + 2250 - 2750}{2800 - 150 + 2750 - 2600} \quad \text{soit} \quad \boxed{\eta = 0{,}25\,.}$$

Espace 60

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

> *Pour aller plus loin sur la conception des cycles moteurs, je vous recommande chaudement le livre « Thermodynamique de l'ingénieur » d'Olivier Cleynen, agréable et parfaitement accessible en PT, téléchargeable gratuitement à l'adresse :* `https://thermodynamique.fr/`

BY-NC-SA

© Étienne Thibierge, www.etienne-thibierge.fr