

République Algérienne Démocratiques et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique
Université Djillali Liabes de Sidi Bel Abbes
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
جامعة جيلالي ليابس - سيديلعباس
كلية التكنولوجيا
قسم الهندسة الميكانيكية

Polycopié pédagogique

Machines thermiques

Cours destiné aux étudiants :

Filière : Génie Mécanique

Option : Énergétique

Parcours : Master

Semestre : S1

Cours réalisé par:

Dr. MECIEB Fatima Zohra

Année universitaire 2021/2022

Table des matières

Table des matières	i
1 Rappel de thermodynamique technique	1
1.1 Premier principe de la thermodynamique	1
1.2 Deuxième principe de la thermodynamique	7
1.3 Réservoirs d'énergie thermique	8
1.4 Machines thermiques	9
1.5 Énoncée de Kelvin–Planck	12
1.6 Énoncée de Clausius	13
1.7 Processus réversible et irréversible	14
1.8 Cycle de Carnot	15
1.9 Machine thermique de Carnot	17
1.10 Réfrigérateur et pompe à chaleur Carnot	18
2 Machines à cycles récepteurs	19
2.1 Cycle de réfrigération par compression de vapeur	20
2.2 Amélioration des systèmes de réfrigération par compression de vapeur	22
2.3 Pompes à chaleur	26
3 Cycles Idéaux des Moteurs à combustion interne	28
3.1 Considérations de base dans l'analyse des cycles moteurs	28
3.2 Hypothèses sur l'air	29
3.3 Aperçu sur les moteurs alternatifs	30
3.4 Cycle Otto : le cycle idéal des moteurs à allumage commandé	32
3.5 Cycle diesel : le cycle idéal des moteurs à auto-allumage	35
3.6 Cycle mixte	38
4 Turbine à gaz et turboréacteur	39
4.1 Cycle Brayton : le cycle idéal pour les moteurs des turbines à gaz	39
4.2 Écart entre les cycles réels des turbines à gaz et les cycles idéalisés	43
4.3 Cycle de Brayton avec régénération	44

4.4	Cycle Brayton avec refroidissement, réchauffage et régénération	46
4.5	Cycle idéal des turboréacteurs	49
5	Turbine à vapeur	52
5.1	Cycle Rankine : le cycle idéal pour les centrales a vapeur	52
5.2	Déviations des cycles à vapeur réel du cycle idéal	54
5.3	Cycle de Hirn (cycle de Rankine avec resurchauffe)	55
5.4	Cycle à soutirage	56
5.5	Cycles combinés (turbine à gaz-turbine à vapeur)	61
6	Cycle Ericsson et cycle Stirling	63
6.1	Cycle Ericsson	63
6.2	Cycle Stirling	65
	Bibliographie	68

CHAPITRE 1

Rappel de thermodynamique technique

1.1 Premier principe de la thermodynamique

Le premier principe de la thermodynamique, également connu sous le nom de principe de conservation de l'énergie, fournit une base solide pour étudier les relations entre les différentes formes d'énergie et les interactions énergétiques. Fondée sur des observations expérimentales, le premier principe de la thermodynamique stipule que *l'énergie ne peut être ni créée ni détruite au cours d'un processus ; elle peut seulement changer de forme.*

Nous savons tous qu'une roche située à une certaine altitude possède une certaine énergie potentielle, et qu'une partie de cette énergie potentielle est convertie en énergie cinétique lorsque la roche tombe (Fig. 1.1) . Les données expérimentales montrent que la diminution de l'énergie potentielle ($m.g\Delta z$) est exactement égale à l'augmentation de l'énergie cinétique [$m(V_2^2 - V_1^2)/2$] lorsque la résistance de l'air est négligeable, confirmant ainsi le principe de conservation de l'énergie pour l'énergie mécanique.

Considérons un système subissant une série de processus adiabatiques d'un état spécifié 1 à un autre état spécifié 2. Étant adiabatiques, ces processus ne peuvent pas impliquer de transfert de chaleur, mais ils peuvent impliquer plusieurs types d'interactions de travail. Des mesures minutieuses effectuées au cours de ces expériences indiquent ce qui suit : *Pour tous les processus adiabatiques entre deux états spécifiés d'un système fermé, le travail net effectué est le même, quelle que soit la nature du système fermé et les détails du processus.* Une conséquence majeure du premier principe est l'existence et la définition de la propriété énergie totale E . Considérant que le travail net est le même pour tous les processus adiabatiques d'un système fermé entre deux états spécifiés, la valeur du travail net doit pas dépendre uniquement des états finaux du système, elle doit donc correspondre à un changement dans une propriété du système. Cette propriété est l'énergie totale. Notant que le premier principe ne fait aucune référence à la valeur de l'énergie totale d'un système fermé à un état. Elle stipule simplement que la variation de l'énergie totale au cours d'un processus

adiabatique doit être égale au travail net effectué.

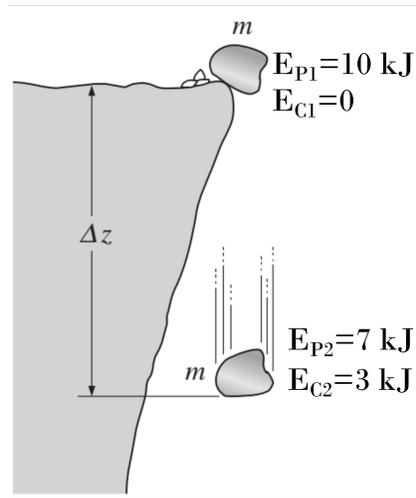


FIGURE 1.1 – L'énergie ne peut être ni créée ni détruite ; elle ne peut que changer de forme.

La conservation de l'énergie est implicite dans l'énoncé du premier principe. Bien que l'essence du premier principe soit l'existence de la propriété d'énergie totale, le premier principe est souvent considéré comme un énoncé du principe de conservation de l'énergie.

Un exemple à cela, considérons le chauffage de l'eau dans une casserole placée sur un feu (Fig. 1.2). Si 15 kJ de chaleur sont transférés à l'eau par l'élément chauffant et que 3 kJ sont perdus par l'eau dans l'air ambiant, l'augmentation de l'énergie de l'eau sera égale au transfert de chaleur à l'eau, soit 12 kJ.

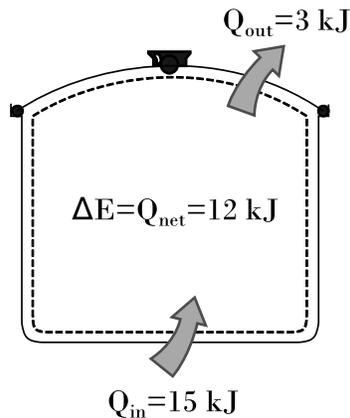


FIGURE 1.2 – En l'absence de toute interaction de travail, le changement d'énergie d'un système est égal au transfert de chaleur net.

1.1. Premier principe de la thermodynamique

Un autre exemple, qui s'agit d'une pièce bien isolée (c'est-à-dire adiabatique) chauffée par un radiateur électrique (fig. 1.3). En raison du travail électrique effectué, l'énergie du système va augmenter. Puisque le système est adiabatique et qu'il ne peut pas y avoir de transfert de chaleur vers ou depuis l'environnement ($Q = 0$), le principe de conservation de l'énergie veut que le travail électrique effectué sur le système soit égal à l'augmentation de l'énergie du système.

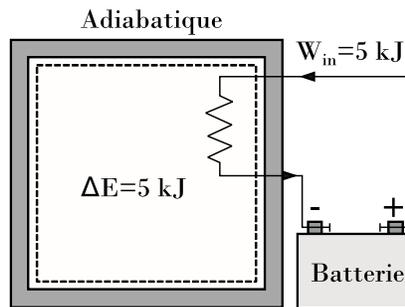


FIGURE 1.3 – Le travail (électrique) effectué sur un système adiabatique est égal à l'augmentation de l'énergie du système.

Ensuite, remplaçons le chauffage électrique par une roue à aubes (Fig. 1.4). En raison du processus d'agitation, l'énergie du système va augmenter. Là encore, comme il n'y a pas d'interaction thermique entre le système et son environnement ($Q = 0$), le travail de l'arbre effectué sur le système doit se traduire par une augmentation de l'énergie du système.

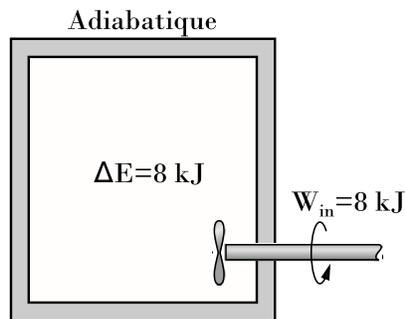


FIGURE 1.4 – Le travail (arbre) effectué sur un système adiabatique est égal à l'augmentation de l'énergie du système.

Nous pouvons étendre ces discussions aux systèmes qui impliquent diverses interactions de chaleur et de travail simultanément. Par exemple, si un système reçoit 12 kJ de chaleur au cours d'un processus et que 6 kJ de travail lui est fournis, l'augmentation de l'énergie du système au cours de ce processus est de 18 kJ (Fig.1.5). Autrement dit, le changement d'énergie d'un système au cours d'un processus est simplement égal au transfert d'énergie net vers (ou depuis) le système.

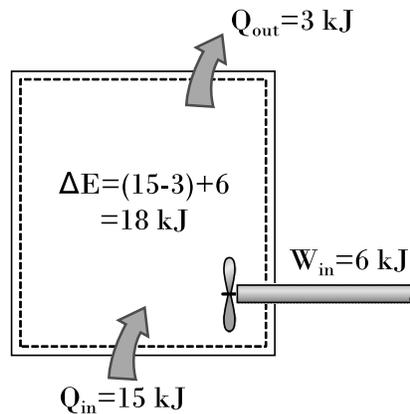


FIGURE 1.5 – Le changement d'énergie d'un système au cours d'un processus est égal au travail net et au transfert de chaleur entre le système et son environnement.

Bilan énergétique

À la lumière des discussions précédentes, le principe de conservation de l'énergie peut être exprimé comme suit : *La variation nette (augmentation ou diminution) de l'énergie totale du système au cours d'un processus est égale à la différence entre l'énergie totale entrante et l'énergie totale sortante du système au cours de ce processus.* C'est-à-dire ,
 (énergie totale entrante)-(énergie totale sortante)=(variation de l'énergie totale du système)

Ou

$$E_{in} - E_{out} = \Delta E_{système} \quad (1.1)$$

Cette relation est souvent appelée bilan énergétique et s'applique à tout type de système soumis à tout type de processus.

Variation d'énergie d'un système, $\Delta E_{système}$

La détermination de la variation d'énergie d'un système au cours d'un processus implique l'évaluation de l'énergie du système au début et à la fin du processus, et la prise en compte de leur différence. C'est-à-dire,

$$\Delta E_{système} = E_{final} - E_{initial} = E_2 - E_1 \quad (1.2)$$

Notant que l'énergie est une propriété, et que la valeur d'une propriété ne change pas à moins que l'état du système ne change. Par conséquent, le changement d'énergie d'un système est nul si l'état du système ne change pas au cours du processus. En outre, l'énergie peut exister sous de nombreuses formes telles que l'énergie interne (sensible, latente, chimique et nucléaire), cinétique, potentielle, électrique et magnétique, et leur somme constitue *l'énergie totale E* d'un système.

En l'absence d'effets électriques, magnétiques et de tension superficielle (c'est-à-dire pour les systèmes compressibles simples), la variation de l'énergie totale d'un système au cours d'un processus est la somme des variations de ses énergies interne, cinétique et potentielle et peut s'exprimer comme suit :

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_C + \Delta E_P \quad (1.3)$$

Avec

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$

$$\Delta E_C = \frac{1}{2}m(V_2^2 - V_1^2)$$

$$\Delta E_P = mg(z_2 - z_1)$$

La plupart des systèmes rencontrés dans la pratique sont statiques, c'est-à-dire qu'ils ne subissent aucun changement de vitesse ou d'altitude au cours d'un processus. Ainsi, pour les systèmes statiques, les changements d'énergie cinétique et potentielle sont nuls (c'est-à-dire $\Delta E_C = \Delta E_P = 0$), et la relation de changement d'énergie totale de l'équation 1.3 se réduit à :

$$\Delta E = \Delta U$$

Mécanismes de transfert d'énergie, E_{in} et E_{out}

L'énergie peut être transférée vers ou depuis un système sous trois formes : chaleur, travail et débit massique. Les interactions énergétiques sont reconnues à la frontière du système lorsqu'elles le traversent, et elles représentent l'énergie gagnée ou perdue par un système au cours d'un processus. Les deux formes d'interactions énergétiques associées à une masse fixe ou à un système fermé sont le transfert de chaleur et le travail.

1. **Transfert de chaleur, Q** Le transfert de chaleur vers un système augmente l'énergie des molécules et donc l'énergie interne du système, et le transfert de chaleur à partir d'un système la diminue.
2. **Transfert de travail, W** Toute interaction énergétique qui n'est pas causée par une différence de température entre un système et son environnement est un travail. Un piston qui s'élève et un arbre qui tourne sont associés à des interactions de travail. Le transfert de travail vers un système augmente l'énergie du système, et le transfert de travail à partir d'un système la diminue. Les moteurs de voiture et les turbines hydrauliques, à vapeur ou à gaz produisent du travail, tandis que les compresseurs, les pompes et les mélangeurs en consomment.
3. **Le débit massique, \dot{m}** Le débit massique qui entre et sort du système sert de mécanisme supplémentaire de transfert d'énergie. Lorsque une masse entre dans un système, l'énergie du système augmente car la masse transporte de l'énergie avec elle. De même, lorsqu'une masse quitte le système, l'énergie contenue dans le système diminue car la masse sortante emporte de l'énergie avec elle (Fig. 1.6).

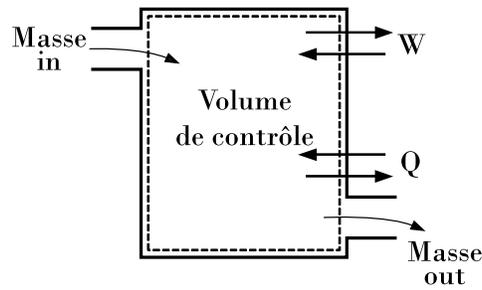


FIGURE 1.6 – Le contenu énergétique d’un volume de contrôle peut être modifié par le débit massique ainsi que par les interactions entre chaleur et travail.

Sachant que l’énergie peut être transférée sous forme de chaleur, de travail et de masse, et que le transfert net d’une quantité est égal à la différence entre les quantités transférées à l’entrée et à la sortie, le bilan énergétique peut s’écrire de manière plus explicite comme suit :

$$E_{in} - E_{out} = (Q_{in} - Q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) + (E_{masse,in} - E_{masse,out}) = \Delta E_{système} \quad (1.4)$$

Le transfert de chaleur Q est nul pour les systèmes adiabatiques, le transfert de travail W est nul pour les systèmes qui n’impliquent aucune interaction de travail, et le transport d’énergie avec masse E_{masse} est nul pour les systèmes qui n’impliquent aucun débit massique à travers leurs frontières (c’est-à-dire les systèmes fermés).

Pour un système fermé subissant un cycle, les états initial et final sont identiques, et donc $E_{system} = E_2 - E_1 = 0$. Le bilan énergétique d’un cycle se simplifie alors en $E_{in} - E_{out} = 0$ ou $E_{in} = E_{out}$. Étant donné qu’un système fermé n’implique aucun débit massique à travers ses limites, le bilan énergétique d’un cycle peut être exprimé en termes d’interactions entre chaleur et travail comme suit :

$$W_{net,out} = Q_{net,in} \quad (\text{pour un cycle}) \quad (1.5)$$

C’est-à-dire que le travail net produit au cours d’un cycle est égal à l’apport de chaleur net (Fig. 1.7).

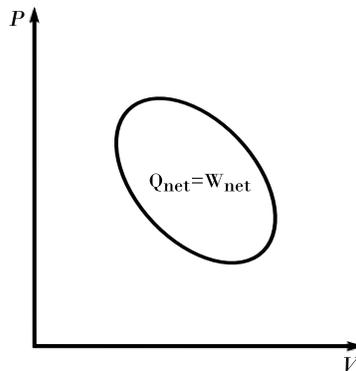


FIGURE 1.7 – Pour un cycle $\Delta E = 0$, donc $Q = W$.

1.2 Deuxième principe de la thermodynamique

Comme souligné à plusieurs reprises dans la partie précédente, l'énergie est une propriété conservée, et aucun processus est connu avoir lieu en violation de la première loi de la thermodynamique. Par conséquent, il est raisonnable de conclure que le processus doit satisfaire à la première loi pour se produire. Cependant, satisfaire la première loi seulement ne garantit pas que le processus ait lieu effectivement.

Il est familier qu'une tasse de café chaud laissé dans une chambre froide se refroidit (Fig. 1.8). Ce procédé répond à la première loi de la thermodynamique, car la quantité d'énergie perdue par le café est égale à la quantité d'énergie gagnée par l'air environnant. Considérons maintenant le processus inverse, le café chaud devient encore plus chaud dans une chambre froide à la suite du transfert de la chaleur de l'air ambiant. Nous savons tous que ce processus ne se produira jamais. Pourtant, cela ne violerait pas la première loi tant que la quantité d'énergie perdue par l'air est égale à l'énergie absorbée par le café.



FIGURE 1.8 – Le café chaud ne devient pas plus chaud dans une pièce plus froide.

Un autre exemple connu, considérons un mécanisme de roue à aubes actionné par la chute d'une masse (Fig. 1.9). La roue à aubes tourne lorsque la masse tombe et remue un fluide dans un récipient isolé. En conséquence, l'énergie potentielle de la masse diminue et l'énergie interne du fluide augmente, conformément au principe de conservation de l'énergie. Cependant, le processus inverse, qui consiste à soulever la masse en transférant la chaleur du fluide à la roue à aubes, ne se produit pas dans la nature, bien que cela ne serait pas contraire à la première loi de la thermodynamique.

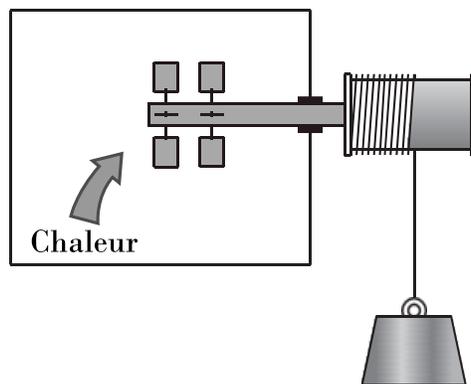


FIGURE 1.9 – Transférer de la chaleur à une roue à aubes ne la fera pas tourner.

Il ressort de ces arguments que les processus se déroulent dans une certaine direction et non dans le sens inverse. La première loi ne met aucune restriction sur la direction d'un processus, mais vérifiant la première loi ne garantit pas que le processus peut effectivement se produire. Cette insuffisance de la première loi pour assurer si un processus peut avoir lieu est remédiée en introduisant un autre principe général, le deuxième principe de la thermodynamique. Un processus ne peut se produire que s'il satisfait à la fois la première et la seconde lois de la thermodynamique.

La deuxième loi de la thermodynamique est également utilisée pour déterminer les limites théoriques de la performance des systèmes d'ingénierie couramment utilisés, tels que les moteurs thermiques et les réfrigérateurs, ainsi que la prédiction du degré d'achèvement des réactions chimiques.

1.3 Réservoirs d'énergie thermique

Dans le développement de la seconde loi de la thermodynamique, il est très pratique d'avoir un corps hypothétique avec une capacité relativement importante d'énergie thermique (chaleur X masse spécifique) qui peut fournir ou absorber des quantités finies de chaleur sans subir de changement de température. Un tel organisme est appelé un réservoir d'énergie thermique, ou tout simplement un réservoir. Dans la pratique, les grandes étendues d'eau comme les océans, les lacs et les rivières, ainsi que l'air atmosphérique peuvent être modélisées avec précision comme réservoirs d'énergie thermique en raison de leurs grandes capacités de stockage de l'énergie thermique ou de masses thermiques.

Un réservoir qui fournit de l'énergie sous forme de chaleur est appelée une source chaude, et celui qui absorbe l'énergie sous forme de chaleur est appelé source froide (Fig. 1.10).

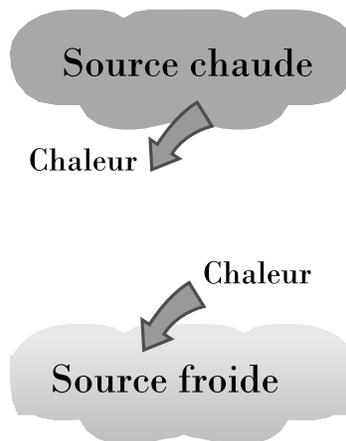


FIGURE 1.10 – Une source chaude fournit de l'énergie sous forme de chaleur, et une source froide l'absorbe.

1.4 Machines thermiques

Comme indiqué précédemment, le travail peut facilement être converti en d'autres formes d'énergie, mais la conversion d'autres formes d'énergie en travail n'est pas si facile. Le travail mécanique par l'arbre représenté sur la figure 1.11, par exemple, est tout d'abord converti en énergie interne de l'eau. Cette énergie peut alors quitter l'eau sous forme de chaleur. Nous savons par expérience que toute tentative pour inverser ce processus échouera. Autrement dit, le transfert de chaleur à l'eau ne provoque pas la rotation de l'arbre. De cela et d'autres observations, nous concluons que le travail peut être converti en chaleur directement et complètement, mais la conversion de la chaleur au travail nécessite l'utilisation de certains appareils spéciaux. Ces dispositifs sont appelés machines thermiques.

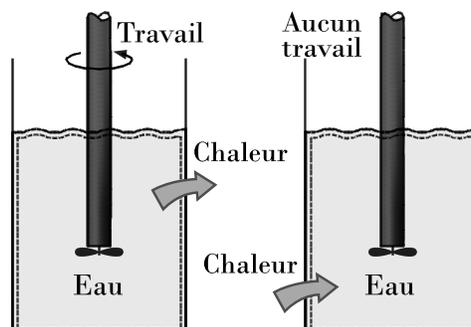


FIGURE 1.11 – Le travail peut toujours être converti directement et complètement en chaleur, mais l'inverse n'est pas vrai.

Les machines thermiques sont très différentes les unes aux autres, mais toutes peuvent être caractérisés par les éléments suivants (Fig. 1.12.)

- Elles reçoivent de la chaleur provenant d'une source chaude (énergie solaire, chaudière à mazout, réacteur nucléaire, etc.).
- Elles convertissent une partie de cette chaleur en travail.
- Elles rejettent la chaleur résiduelle à une source froide (l'atmosphère, rivières, etc.).
- Elles fonctionnent sur un cycle.

Rappelons que pour un système fermé subissant un cycle, la variation de l'énergie interne ΔU est nulle, et donc le travail net à la sortie du système est aussi égal à la quantité de chaleur net du système :

$$w_{net,out} = Q_{in} - Q_{out} \quad (1.6)$$

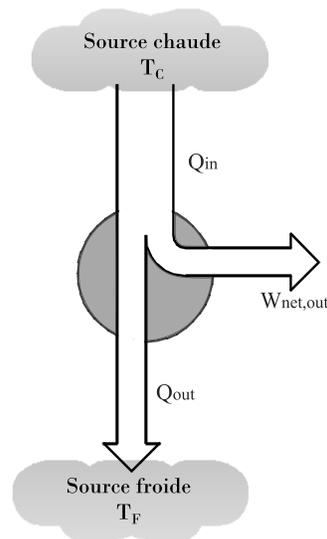


FIGURE 1.12 – Une partie de la chaleur reçue par une machine thermique est convertie en travail, tandis que le reste est rejeté dans une froide

Rendement Thermique

Dans l'équation. 6-2, Q_{out} représente la quantité de l'énergie perdue afin de compléter le cycle. Mais Q_{out} n'est jamais nul ; Ainsi, le travail net à la sortie d'un moteur thermique est toujours inférieur à la quantité d'apport de chaleur. Autrement dit, seulement une partie de la chaleur transférée au moteur thermique est convertie en travail. La fraction de l'apport de chaleur qui est converti en travail net est une mesure de la performance d'un moteur thermique et est appelé le rendement thermique η_{th} (fig. 1.13).

Pour les machines thermiques, le résultat désiré est le travail net et l'entrée nécessaire est la quantité de chaleur fournie au fluide de travail. Ainsi, le rendement thermique d'une machine thermique peut être exprimé sous la forme :

$$\text{Rendement thermique} = \frac{\text{Travail fourni}}{\text{Quantité de chaleur apportée}} \quad (1.7)$$

Donc,

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,out}}{Q_{in}} \quad (1.8)$$

Il peut être également exprimé par :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (1.9)$$

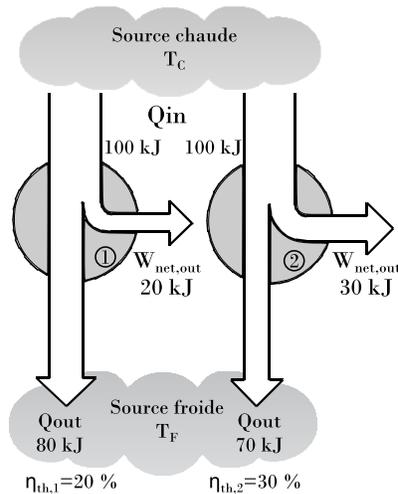


FIGURE 1.13 – Certaines machines thermiques sont plus performantes que d'autres.

Les dispositifs cycliques d'intérêt pratique tels que les moteurs thermiques, les réfrigérateurs et les pompes à chaleur fonctionnent entre un milieu à haute température T_C et un milieu à basse température T_F . Pour uniformiser le traitement des moteurs thermiques, les réfrigérateurs et les pompes à chaleur, nous définissons ces deux grandeurs :

Q_C : Quantité de chaleur échangée entre le dispositif cyclique et le milieu à haute température à la température T_C .

Q_F : Quantité de chaleur échangée entre le dispositif cyclique et le milieu à basse température, à température T_F .

Ainsi, la relation entre le travail net fourni et le rendement thermique pour tout moteur thermique (illustré à la figure 1.14) peut également être exprimé comme suit :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_C}{Q_F} \quad (1.10)$$

Le rendement thermique d’une machine thermique est toujours inférieure à l’unité puisque les deux grandeurs Q_C et Q_F sont définis comme des quantités positives. Le rendement thermique est une mesure de l’efficacité d’un moteur thermique à convertir la chaleur qu’il reçoit en travail. Les moteurs thermiques sont construits dans le but de convertir la chaleur en travail, et les ingénieurs tentent constamment d’améliorer le rendement de ces dispositifs puisque un rendement élevé signifie moins de consommation de carburant et moins de coût ainsi et moins de pollution.

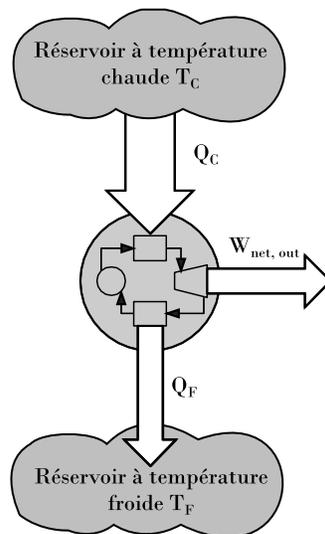


FIGURE 1.14 – Schéma d’une machine thermique

1.5 Énoncée de Kelvin–Planck

Nous avons démontré précédemment que, même dans des conditions idéales, une machine thermique doit rejeter de la chaleur à un réservoir à basse température afin d’achever le cycle. Autrement dit, pas de machine thermique qui peut convertir toute la chaleur qu’elle reçoit en travail utile. Cette limitation du rendement thermique des moteurs thermiques constitue la base de l’énoncée Kelvin-Planck du deuxième principe de la thermodynamique, qui est exprimée comme suit : ***Il est impossible pour tout dispositif qui fonctionne sur un cycle de recevoir la chaleur à partir d’un seul réservoir et produire un travail net.*** Autrement dit, un moteur thermique doit échanger de la chaleur avec une source froide à basse température ainsi qu’une

source chaude de haute température pour continuer à fonctionner. La déclaration de Kelvin-Planck peut aussi être exprimée tel : aucun moteur thermique ne peut avoir un rendement thermique de 100 % (Fig. 1.15).

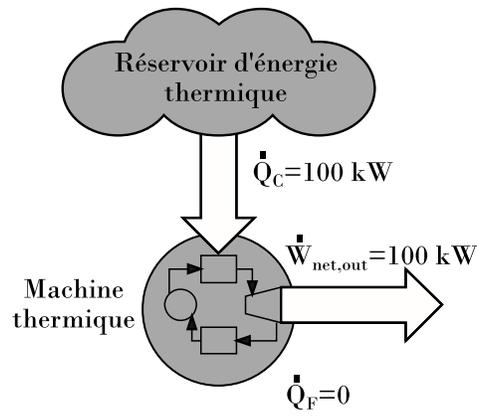


FIGURE 1.15 – Une machine thermique qui viole l'énoncé de Kelvin-Planck

1.6 Énoncée de Clausius

L'énoncée de Clausius est exprimée comme suit : *Il est impossible de construire un dispositif qui fonctionne selon un cycle et ne produit aucun autre effet que le transfert de chaleur d'un corps à température basse à un corps à température élevée.*

La déclaration Clausius ne signifie pas qu'un dispositif cyclique qui transfère de la chaleur à partir d'un milieu froid à un milieu plus chaud est irréalisable. En fait, ceci est précisément ce qu'un réfrigérateur fait. Elle indique simplement qu'un réfrigérateur ne peut pas fonctionner à moins que le compresseur est entraîné par une source d'alimentation externe, tel qu'un moteur électrique (Fig. 1.16).

De cette façon, l'effet net sur l'environnement implique la consommation d'une certaine énergie sous la forme de travail, en plus du transfert de chaleur d'un corps plus froid à une plus chaude.

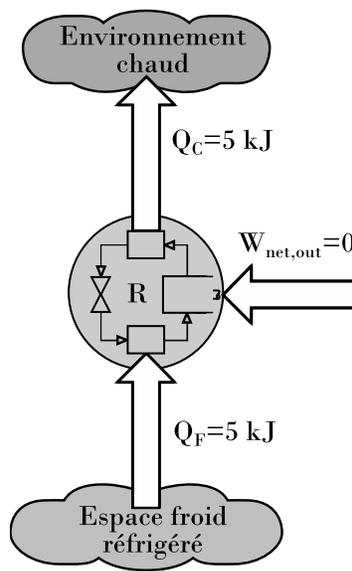


FIGURE 1.16 – Un réfrigérateur qui viole l'énoncé de Clausius.

1.7 Processus réversible et irréversible

La deuxième loi de la thermodynamique atteste qu'aucun moteur thermique ne peut avoir une efficacité de 100 %. Ensuite, on peut se demander : Quelle est le plus grand rendement qu'un moteur thermique peut éventuellement avoir ? Avant de pouvoir répondre à cette question, nous devons d'abord définir un processus idéalisé, qui est appelé le processus réversible.

Les processus qui ont été discutés au début de ce chapitre se sont produits dans une certaine direction. Une fois ayant eu lieu, ces processus ne peuvent pas se renverser spontanément et restaurer le système à son état initial. Pour cette raison, ils sont classés comme des processus irréversibles. Une fois une tasse de café chaud se refroidit, il ne se chauffe pas en récupérant la chaleur qu'il a perdu dans le milieu environnant. Si elle pouvait, le milieu environnant, ainsi que le système (café), seraient rétablis à leur état d'origine, et ce serait un processus réversible. ***Un processus réversible est défini comme un processus qui peut être inversé sans laisser aucune trace sur l'environnement.***

Les facteurs qui causent un processus irréversible sont appelés les irréversibilités. Ils comprennent le frottement, le mélange des deux fluides, le transfert de chaleur à travers une différence de température finie, la résistance électrique, la déformation élastique des solides, et les réactions chimiques.

1.8 Cycle de Carnot

Les cycles réversibles ne peuvent pas être atteints dans la pratique parce que les irréversibilités associées à chaque processus ne peuvent pas être éliminés. Cependant, les cycles réversibles fournissent des limites supérieures sur les performances des cycles réels. Les moteurs thermiques et les réfrigérateurs qui fonctionnent sur les cycles réversibles servent de modèles pour lesquels les moteurs et les réfrigérateurs réels peuvent être comparés. Les cycles réversibles servent également de point de départ dans le développement des cycles réels et sont modifiés au besoin pour répondre à certaines exigences.

Le cycle réversible le plus connu est probablement le cycle de Carnot, proposé pour la première fois en 1824 par l'ingénieur français Sadi Carnot. Le cycle de Carnot est composé de quatre processus réversibles - deux isothermes et deux adiabatiques - et il peut être exécuté dans un système fermé ou ouvert. Considérons un système fermé qui est constitué d'un gaz contenu dans un dispositif piston-cylindre adiabatique, comme le montre la figure 1.17.

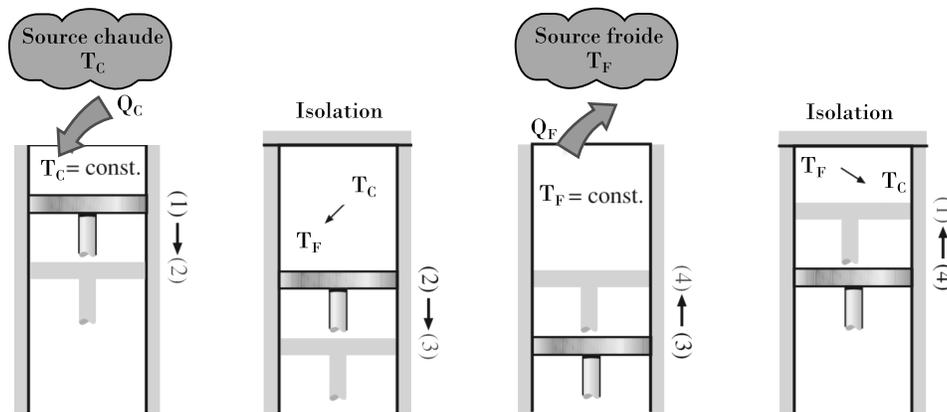


FIGURE 1.17 – Exécution du cycle de Carnot dans un système fermé.

Les quatre processus réversibles qui composent le cycle de Carnot, sont les suivants :

- Expansion réversible isotherme (processus 1-2, T_C constant). Dans un premier temps (état 1), la température du gaz est T_C . Le gaz se dilate lentement, jusqu'à ce que le piston atteigne la position 2 et la température du gaz est maintenue constante à T_C . La quantité de chaleur totale transférée au gaz au cours de ce processus est Q_C .
- Expansion réversible adiabatique (processus 2-3, chute de température de T_C à T_F). Le gaz continue son expansion lentement, fourni un travail à l'environnement jusqu'à ce que sa température descende de T_C à T_F (état 3). Le piston est supposé

être sans frottement et que le processus est quasi-statique, de sorte que le processus est réversible.

- Compression réversible isotherme (processus 3-4, T_F constant). A l'état 3, le piston est poussé vers l'intérieur par une force extérieure, exerçant un travail sur le gaz. La température du gaz reste constante à T_F . La quantité de chaleur rejetée par le gaz au cours de ce processus est Q_F .
- Compression réversible adiabatique (processus 4-1, la température remonte de T_F à T_C). A l'état 4 le gaz est comprimé de manière réversible et le gaz retourne à son état initial (état 1), ce qui achève le cycle.

Le diagramme P-V de ce cycle est représenté sur la figure 1.18.

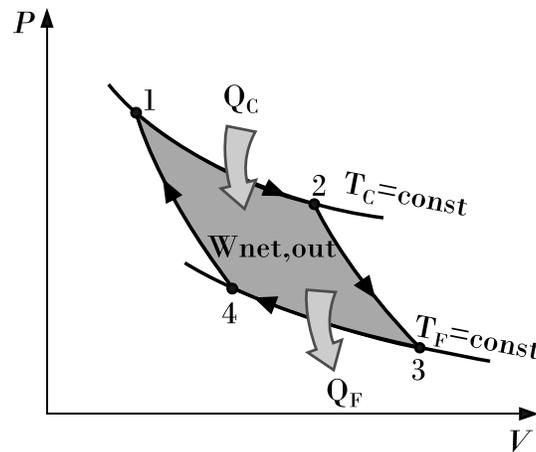


FIGURE 1.18 – Diagramme P-V du cycle de Carnot.

Étant un cycle réversible, le cycle de Carnot est le cycle le plus efficace fonctionnant entre deux limites de température spécifiées. Même si le cycle de Carnot ne peut être réalisé dans la réalité, le rendement des cycles réels peut être amélioré en essayant de se rapprocher du cycle de Carnot.

Les principes de Carnot

Deux conclusions se rapportent au rendement thermique des machines thermiques réversibles et irréversibles (à savoir, réel), et ils sont connus comme les principes de Carnot, exprimés comme suit (Fig 1.19.) :

1. Le rendement d'une machine thermique irréversible est toujours inférieur au rendement d'une machine réversible en fonctionnant entre les mêmes réservoirs.
2. Les rendements de tous les machines thermiques réversibles fonctionnant entre les mêmes réservoirs sont les mêmes.

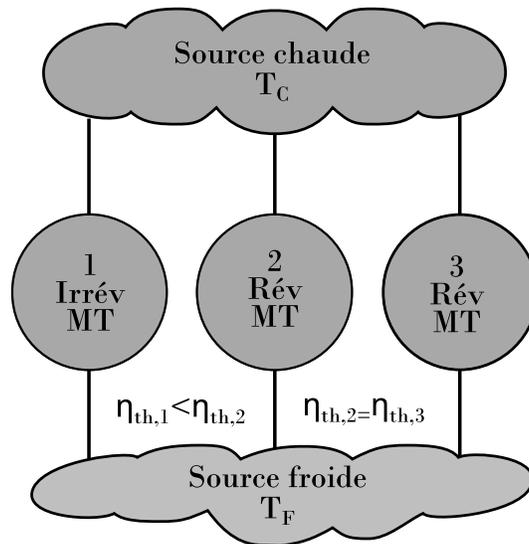


FIGURE 1.19 – Les principes de Carnot.

1.9 Machine thermique de Carnot

La machine thermique hypothétique qui fonctionne selon le cycle de Carnot réversible est appelé la machine thermique Carnot. Le rendement thermique d'une machine thermique, réversible ou irréversible, est donné par l'équation 1.10 tel :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_F}{Q_C}$$

Pour les machines thermiques réversibles, le taux de transfert de chaleur dans la relation ci-dessus peut être remplacé par le rapport des températures absolues des deux réservoirs, donné par l'équation 1.11. Ainsi, le rendement d'un moteur Carnot, ou tout moteur thermique réversible, devient :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_F}{T_C} \quad (1.11)$$

Cette relation est souvent désignée sous le rendement de Carnot. C'est le meilleur rendement qu'un moteur thermique fonctionnant entre deux réservoirs thermique à des températures T_C et T_F peut avoir. Tous moteurs thermiques irréversibles (à savoir, réels) fonctionnant entre ces limites de température (T_F et T_C) ont des rendements inférieurs.

Les rendements thermiques des machines thermiques réels et réversibles fonctionnant entre les mêmes limites de température se comparent comme suit :

$$\begin{cases} \eta_{th} < \eta_{th,rév} & \text{Machine thermique irréversible} \\ \eta_{th} = \eta_{th,rév} & \text{Machine thermique réversible} \\ \eta_{th} > \eta_{th,rév} & \text{Machine thermique impossible} \end{cases} \quad (1.12)$$

1.10 Réfrigérateur et pompe à chaleur Carnot

Un réfrigérateur ou une pompe à chaleur qui fonctionne sur le cycle de Carnot inversé est appelé un réfrigérateur Carnot, ou une pompe à chaleur Carnot. Le coefficient de performance de tout réfrigérateur ou pompe à chaleur, réversibles ou irréversibles, est donnée par :

$$COP_R = \frac{1}{\frac{Q_C}{Q_F} - 1} \quad (1.13)$$

ET

$$COP_{PC} = \frac{1}{1 - \frac{Q_F}{Q_C}} \quad (1.14)$$

Les COP de tous les réfrigérateurs ou les pompes à chaleur réversibles peuvent être déterminées en remplaçant les rapports de transfert de chaleur dans les relations ci-dessus par le rapport des températures absolues des réservoirs chaud et froid. Donc, les relations du COP pour les réfrigérateurs et les pompes à chaleur réversibles deviennent :

$$COP_{R,rév} = \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} - 1} \quad (1.15)$$

ET

$$COP_{PC,rév} = \frac{1}{1 - \frac{T_F}{T_C}} \quad (1.16)$$

Ceux-ci sont les plus hauts coefficients de performance qu'un réfrigérateur ou qu'une pompe à chaleur fonctionnant entre les limites de température T_F et T_C peut avoir. Tous les réfrigérateurs ou des pompes à chaleur actuels fonctionnant entre ces limites de température ont des coefficients de performance inférieurs.

Les coefficients de performance des réfrigérateurs réels et réversibles fonctionnant entre les mêmes limites de température peuvent être comparés comme suit :

$$\begin{cases} COP_R < COP_{R,rév} & \text{Réfrigérateur irréversible} \\ COP_R = COP_{R,rév} & \text{Réfrigérateur réversible} \\ COP_R > COP_{R,rév} & \text{Réfrigérateur impossible} \end{cases} \quad (1.17)$$

Une relation similaire peut être obtenue pour les pompes à chaleur en remplaçant toutes les COP_R de l'équation 1.17 pour le COP_{PC} .

CHAPITRE 2

Machines à cycles récepteurs

Nous savons que la chaleur se transmet des régions à haute température vers une région à basse température. Ce processus de transfert de chaleur se produit dans la nature sans qu'aucun dispositif ne soit nécessaire. Le processus inverse, en revanche, ne peut pas se produire de lui-même. Le transfert de chaleur d'une région à basse température vers une région à haute température nécessite des dispositifs spéciaux appelés réfrigérateurs qui sont des dispositifs cycliques. Les fluides de travail utilisés dans les cycles de réfrigération sont appelés réfrigérants. Un réfrigérateur est représenté schématiquement dans la figure 2.1(a). Q_F est la quantité de chaleur retirée de l'espace réfrigéré à la température T_F , Q_C est la quantité de chaleur rejetée dans l'espace chaud à la température T_C et $W_{net,in}$ est le travail net fourni au réfrigérateur.

La pompe à chaleur est un autre dispositif qui transfère la chaleur d'un milieu à basse température vers un milieu à haute température. Les réfrigérateurs et les pompes à chaleur sont essentiellement les mêmes dispositifs ; ils ne diffèrent que par leurs objectifs. L'objectif d'un réfrigérateur est de maintenir l'espace réfrigéré à une basse température en lui retirant la chaleur. L'objectif d'une pompe à chaleur, en revanche, est de maintenir un espace chauffé à une température élevée. Pour ce faire, elle absorbe la chaleur d'une source à basse température, comme l'eau d'un puits ou l'air extérieur froid en hiver, et fournit cette chaleur à un milieu plus chaud, comme une maison (Fig. 2.1(b)).

La performance des réfrigérateurs et des pompes à chaleur est exprimée en termes de coefficient de performance (COP), défini comme suit :

$$COP_R = \frac{Q_L}{W_{net,in}} \quad (2.1)$$

$$COP_{PC} = \frac{Q_H}{W_{net,in}} \quad (2.2)$$

Notant que COP_R et COP_{PC} peuvent tous deux être supérieurs à 1. Une comparaison des équations Eq. 2.1 et Eq. 2.2 montre que pour des valeurs fixes de Q_F et Q_C :

$$COP_{PC} = COP_R + 1 \quad (2.3)$$

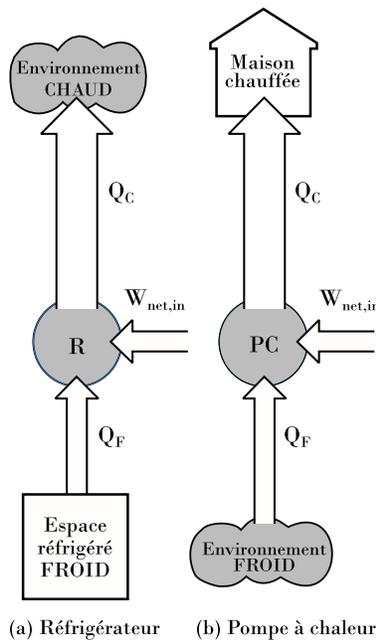


FIGURE 2.1 – L'objectif d'un réfrigérateur est d'éliminer la chaleur Q_F du milieu froid ; l'objectif d'une pompe à chaleur est de fournir de la chaleur Q_C à un milieu chaud.

2.1 Cycle de réfrigération par compression de vapeur

Le cycle de réfrigération par compression de vapeur est le cycle le plus utilisé pour les réfrigérateurs, les systèmes de climatisation et les pompes à chaleur. Il se compose de quatre processus :

- 1-2 Compression isentropique dans un compresseur.
- 2-3 Rejet de chaleur à pression constante dans un condenseur.
- 3-4 Détente dans un dispositif d'expansion.
- 4-1 Apport de chaleur à pression constante dans un évaporateur.

Dans un cycle frigorifique à compression de vapeur idéal, le réfrigérant entre dans le compresseur à l'état 1 sous forme de vapeur saturée et est comprimé de manière isentropique jusqu'à la pression du condenseur. La température du réfrigérant augmente au cours de ce processus de compression isentropique pour atteindre une température supérieure à celle du milieu environnant. Le réfrigérant entre ensuite dans le condenseur sous forme de vapeur surchauffée à l'état 2 et en ressort sous forme de liquide saturé à l'état 3, suite au rejet de chaleur dans l'environnement. La température du réfrigérant à cet état est toujours supérieure à la température du milieu environnant.

Le réfrigérant liquide saturé à l'état 3 est détendu à la pression de l'évaporateur en le faisant passer par un détendeur ou un tube capillaire. Au cours de ce processus, la température du réfrigérant tombe en dessous de la température de l'espace réfrigéré. Le réfrigérant entre dans l'évaporateur à l'état 4 sous la forme d'un mélange saturé de

2.1. Cycle de réfrigération par compression de vapeur

faible titre en vapeur, et il s'évapore complètement en absorbant la chaleur de l'espace réfrigéré. Le réfrigérant quitte l'évaporateur sous forme de vapeur saturée et réintègre le compresseur, achevant ainsi le cycle.

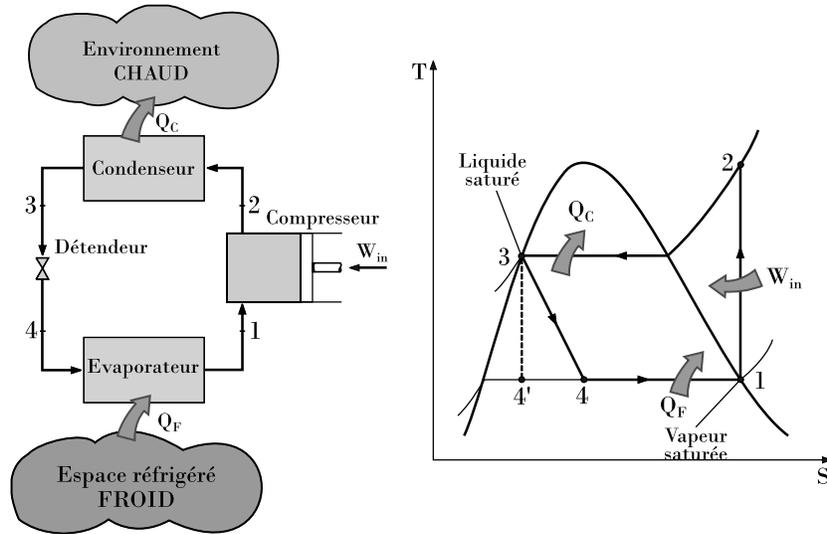


FIGURE 2.2 – Schéma et diagramme T-s du cycle de réfrigération par compression de vapeur idéal.

Notant que la zone située sous la courbe du processus sur un diagramme T-s représente le transfert de chaleur pour les processus réversibles. L'aire sous la courbe de processus 4 – 1 représente la chaleur absorbée par le réfrigérant dans l'évaporateur, et l'aire sous la courbe de processus 2-3 représente la chaleur rejetée dans le condenseur. En règle générale, le COP s'améliore de 2 à 4 % pour chaque °C d'augmentation de la température d'évaporation ou de diminution de la température de condensation.

Un autre diagramme fréquemment utilisé dans l'analyse des cycles de réfrigération par compression de vapeur est le diagramme $P - h$, illustré dans la figure 2.3. Sur ce diagramme, trois des quatre processus apparaissent sous forme de lignes droites, et le transfert de chaleur dans le condenseur et l'évaporateur est proportionnel aux longueurs des courbes des processus correspondants. Les quatre composants associés au cycle de réfrigération par compression de vapeur sont des dispositifs à débit permanent, et les quatre processus qui composent le cycle peuvent donc être analysés comme des processus à débit permanent. Les changements d'énergie cinétique et potentielle du réfrigérant sont généralement faibles par rapport aux termes de travail et de transfert de chaleur, et peuvent donc être négligés. L'équation d'énergie en régime permanent sur une base d'unité de masse se réduit alors à :

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_e - h_i \quad (2.4)$$

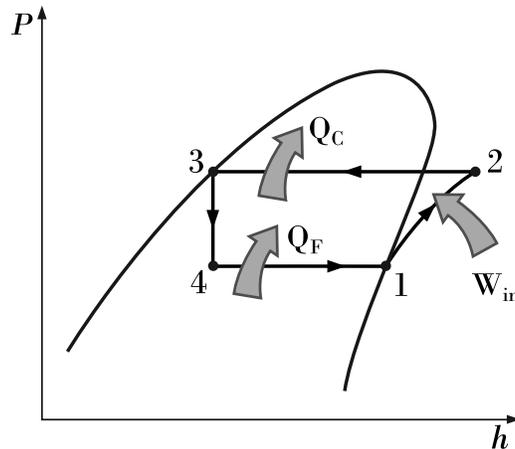


FIGURE 2.3 – Diagramme $P - h$ d'un cycle de réfrigération à compression de vapeur idéal.

Le condenseur et l'évaporateur n'impliquent aucun travail, et le compresseur peut être considéré comme adiabatique. Les COP des réfrigérateurs et des pompes à chaleur fonctionnant selon le cycle de réfrigération par compression de vapeur peuvent alors être exprimés comme suit :

$$COP_R = \frac{q_F}{w_{net,in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.5)$$

Et

$$COP_{PC} = \frac{q_C}{w_{net,in}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.6)$$

avec $h_1 = h_{g,P_1}$ et $h_3 = h_{f,P_3}$ dans le cas idéal.

2.2 Amélioration des systèmes de réfrigération par compression de vapeur

Le cycle de réfrigération par compression de vapeur simple présenté précédemment est le cycle de réfrigération le plus répandu et il convient à la plupart des applications de réfrigération. Les systèmes de réfrigération par compression de vapeur ordinaires sont simples, peu coûteux, fiables et pratiquement sans entretien. Cependant, pour les grandes applications industrielles, l'efficacité, et non la simplicité, est la préoccupation majeure. De plus, pour certaines applications, le simple cycle de réfrigération par compression de vapeur est inadéquat et doit être modifié. Nous allons maintenant aborder quelques-unes de ces modifications et améliorations.

Machines frigorifiques en Cascade

Certaines applications industrielles nécessitent des températures modérément basses, et la plage de températures qu'elles impliquent peut-être trop large pour qu'un seul cycle de réfrigération par compression de vapeur soit pratique. Une large plage de température signifie également une large plage de pression dans le cycle et une mauvaise performance pour un compresseur à piston. Une façon de faire face à de telles situations est de réaliser le processus de réfrigération par étapes, c'est-à-dire d'avoir deux ou plusieurs cycles de réfrigération qui fonctionnent en série. Ces cycles de réfrigération sont appelés : cycles de réfrigération en cascade.

La figure 2.4 présente un cycle de réfrigération en cascade à deux étages. Les deux cycles sont reliés par l'échangeur de chaleur du milieu, qui sert d'évaporateur pour le cycle supérieur (cycle A) et de condenseur pour le cycle inférieur (cycle B). En supposant que l'échangeur de chaleur est bien isolé et que les énergies cinétique et potentielle sont négligeables, le transfert de chaleur du fluide du cycle B doit être égal au transfert de chaleur vers le fluide du cycle A. Ainsi, le rapport des débits massiques à travers chaque cycle est le suivant

$$\dot{m}_A(h_5 - h_8) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) \implies \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad (2.7)$$

Aussi,

$$COP_{R,cascades} = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}_{net,in}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)} \quad (2.8)$$

Dans le système en cascade illustré sur la figure 2.4, les réfrigérants des deux cycles sont supposés être les mêmes. Cela n'est toutefois pas nécessaire, car aucun mélange n'a lieu dans l'échangeur de chaleur. Il est donc possible d'utiliser des réfrigérants présentant des caractéristiques plus souhaitables dans chaque cycle. Dans ce cas, il y aurait un dôme de saturation distinct pour chaque fluide, et le diagramme T-s de l'un des cycles serait différent. De plus, dans les systèmes de réfrigération en cascade, les deux cycles se chevauchent quelque peu car une différence de température entre les deux fluides est nécessaire pour que le transfert de chaleur se produise.

Le diagramme T-s de la figure 2.4 montre clairement que le travail du compresseur diminue et que la quantité de chaleur absorbée de l'espace réfrigéré augmente à la suite de la mise en cascade. Par conséquent, la mise en cascade améliore le COP d'un système de réfrigération. Certains systèmes de réfrigération utilisent trois ou quatre étages.

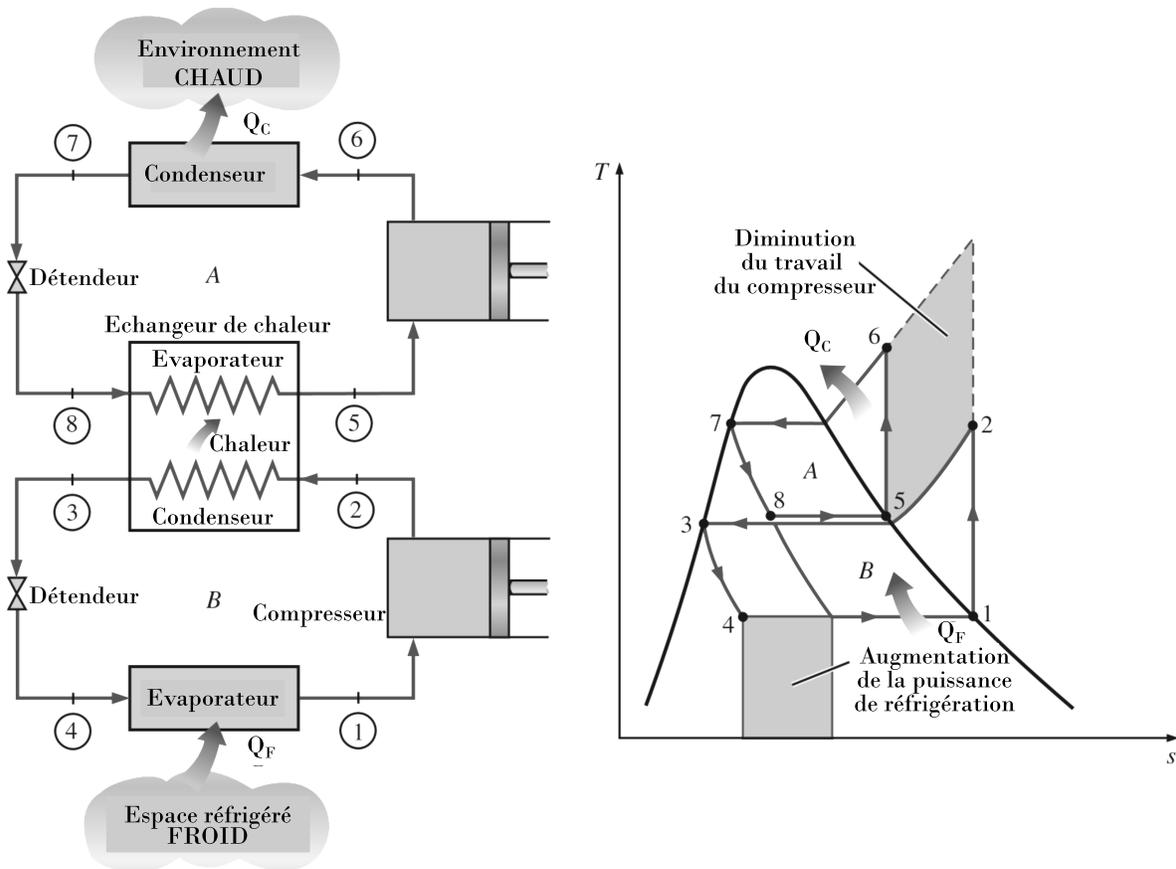


FIGURE 2.4 – Un système de réfrigération en cascade à deux étages avec le même réfrigérant dans les deux étages.

Machines frigorifiques à injection de vapeur

Lorsque le fluide utilisé dans l'ensemble du système de réfrigération en cascade est le même, l'échangeur de chaleur entre les étages peut être remplacé par une chambre de mélange car elle présente de meilleures caractéristiques de transfert de chaleur. Ces systèmes sont appelés systèmes de réfrigération par injection de vapeur. Un système de réfrigération par injection de vapeur compression à deux étages est illustré dans la figure 2.5.

Dans ce système, le réfrigérant liquide se détend dans le premier détendeur jusqu'à la pression de la bouteille de mélange, qui est la même que la pression inter-étage du compresseur. Une partie du liquide se vaporise au cours de ce processus. Cette vapeur saturée (état 3) est mélangée avec la vapeur surchauffée provenant du compresseur basse pression (état 2), et le mélange entre dans le compresseur haute pression à l'état 9. Il s'agit, par définition, d'un processus de régénération. Le liquide saturé (état 7) se détend à travers le deuxième détendeur et rejoint l'évaporateur, où il absorbe la chaleur de l'espace réfrigéré.

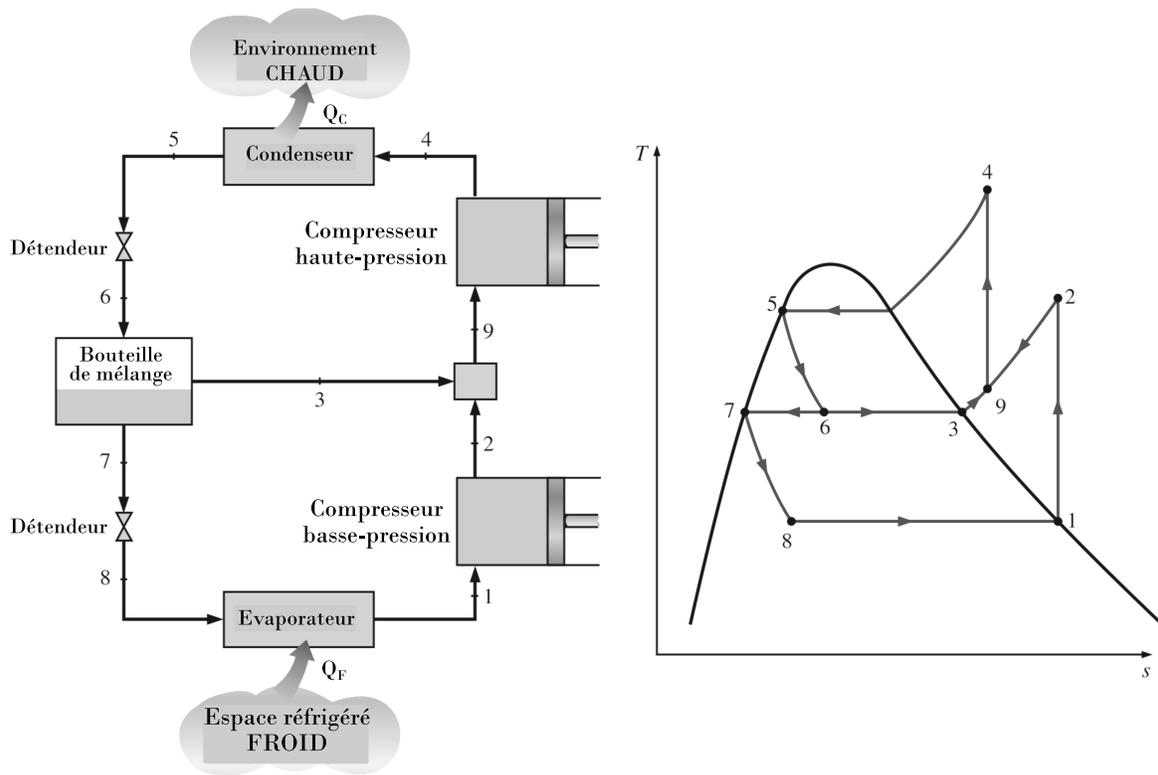


FIGURE 2.5 – Système de réfrigération à injection de vapeur.

Machines frigorifiques polyvalents avec un seul compresseur

Certaines applications nécessitent une réfrigération à plus qu'une température. Ceci peut être réalisé en utilisant un détendeur séparé et un compresseur séparé pour chaque évaporateur fonctionnant à des températures différentes. Cependant, un tel système est encombrant et probablement peu rentable. Une approche plus pratique et plus économique consisterait à acheminer tous les débits de sortie des évaporateurs vers un seul compresseur et à le laisser gérer le processus de compression pour l'ensemble du système. Considérons, par exemple, un appareil ordinaire de réfrigération et de congélation. Un schéma simplifié de l'unité et le diagramme T-s du cycle sont présentés dans la figure 2.6.

Considérons, par exemple, un appareil ordinaire de réfrigération et de congélation. Un schéma simplifié de l'unité et le diagramme T-s du cycle sont présentés dans la figure 2.6. La plupart des produits réfrigérés ont une forte teneur en eau, et l'espace réfrigéré doit être maintenu au-dessus du point de congélation pour éviter la congélation. Le compartiment congélateur, quant à lui, est maintenu à environ -18°C . Par conséquent, le fluide frigorigène doit entrer dans le congélateur à environ -25°C pour que le transfert de chaleur se fasse à un taux raisonnable dans le congélateur. Si un seul détendeur et un seul évaporateur étaient utilisés, le fluide frigorigène devrait circuler dans les deux

compartiments à environ -25°C , ce qui entraînerait la formation de glace au voisinage des serpentins de l'évaporateur et la déshydratation des produits. Ce problème peut être éliminé en détendant le fluide frigorigène à une pression (et donc une température) plus élevée pour l'utiliser dans l'espace réfrigérateur, puis en le détendant à la pression minimale pour l'utiliser dans le congélateur. La totalité du fluide frigorigène quittant le compartiment congélateur est ensuite comprimée par un seul compresseur jusqu'à la pression du condenseur.

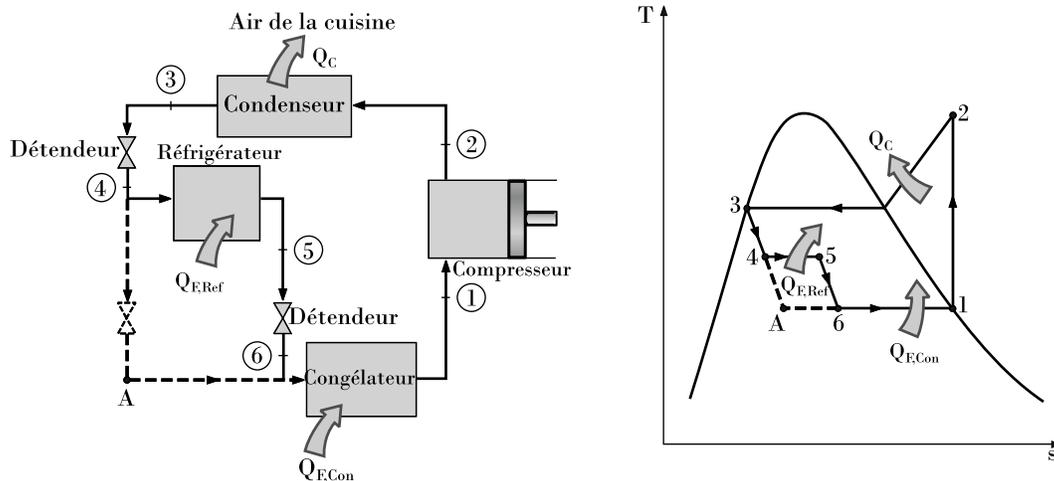


FIGURE 2.6 – Schéma et diagramme T-s pour une unité de réfrigérateur-congélateur avec un compresseur.

2.3 Pompes à chaleur

Les pompes à chaleur sont généralement plus chères à l'achat et à l'installation que les autres systèmes de chauffage, mais elles permettent de réaliser des économies à long terme dans certaines régions car elles réduisent les factures de chauffage. Malgré leur coût initial relativement plus élevé, les pompes à chaleur sont de plus en plus populaires.

La source d'énergie la plus courante des pompes à chaleur est l'air atmosphérique (systèmes air-air), bien que l'eau et le sol soient également utilisés. Les systèmes à eau utilisent généralement de l'eau de puits d'une profondeur allant jusqu'à 80 m dans une plage de température de 5 à 18°C , et ils ne présentent pas de problème de givrage. Ils ont généralement des COP plus élevés, mais sont plus complexes et nécessitent un accès facile à une grande masse d'eau, comme l'eau souterraine. Les systèmes géothermiques sont également assez complexes car ils nécessitent de longs tuyaux placés profondément dans le sol, là où la température du sol est relativement constante.

La capacité et l'efficacité d'une pompe à chaleur diminuent considérablement à basse température. Par conséquent, la plupart des pompes à chaleur à air nécessitent un système de chauffage supplémentaire, comme des résistances électriques ou une

chaudière à mazout ou à gaz. Comme les températures de l'eau et du sol ne fluctuent pas beaucoup, un chauffage supplémentaire n'est pas forcément nécessaire pour les systèmes à eau ou à sol. Toutefois, le système de pompe à chaleur doit être suffisamment grand pour répondre à la charge de chauffage maximale.

Les pompes à chaleur et les climatiseurs ont les mêmes composants mécaniques. Il n'est donc pas économique d'avoir deux systèmes distincts pour répondre aux besoins de chauffage et de climatisation d'un bâtiment. Un système peut être utilisé comme pompe à chaleur en hiver et comme climatiseur en été. Pour ce faire, on ajoute une vanne d'inversion au cycle, comme le montrent les figures 2.7 et 2.8. Grâce à cette modification, le condenseur de la pompe à chaleur (situé à l'intérieur) fonctionne comme l'évaporateur du climatiseur en été. De même, l'évaporateur de la pompe à chaleur (située à l'extérieur) sert de condenseur au climatiseur. Cette caractéristique augmente la compétitivité de la pompe à chaleur.

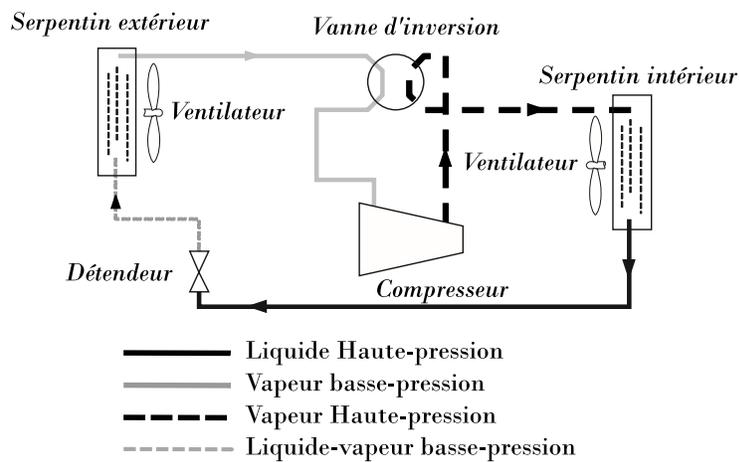


FIGURE 2.7 – Fonctionnement d'une pompe à chaleur- Mode chauffage

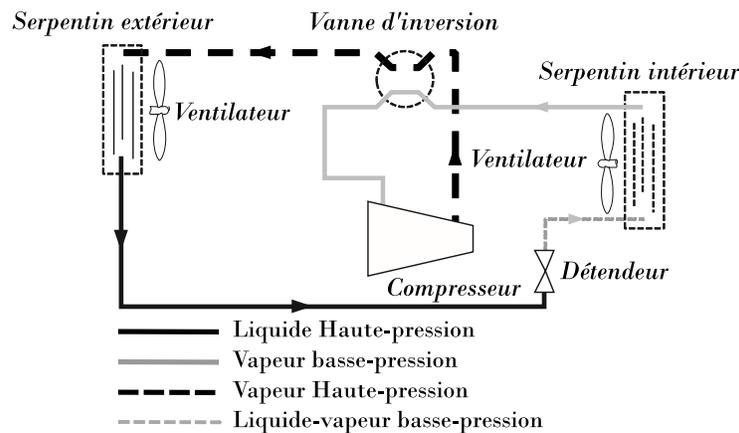


FIGURE 2.8 – Fonctionnement d'une pompe à chaleur- Mode refroidissement

CHAPITRE 3

Cycles Idéaux des Moteurs à combustion interne

Les moteurs thermiques sont classés en moteurs à combustion interne et moteurs à combustion externe, selon la manière dont la chaleur est fournie au fluide de travail. Dans les moteurs à combustion externe (tels que les centrales à vapeur), la chaleur est fournie au fluide de travail à partir d'une source externe telle qu'une chaudière, un puits géothermique, un réacteur nucléaire ou même le soleil. Dans les moteurs à combustion interne (tels que les moteurs automobiles), la chaleur est fournie par la combustion du carburant à l'intérieur des limites du système.

3.1 Considérations de base dans l'analyse des cycles moteurs

La plupart des dispositifs de production d'énergie fonctionnent par cycles, et l'étude des cycles de puissance est une partie importante et passionnante de la thermodynamique. Les cycles rencontrés dans les dispositifs réels sont difficiles à analyser en raison de la présence d'effets compliqués, tels que la friction, et l'absence de temps suffisant pour établir les conditions d'équilibre pendant le cycle.

Pour que l'étude analytique d'un cycle soit réalisable, nous devons maintenir les complexités à un niveau gérable et utiliser certaines simplifications. Lorsque le cycle réel est dépouillé de toutes les irréversibilités et complexités internes, nous obtenons un cycle qui ressemble étroitement au cycle réel, mais qui est totalement constitué de processus réversibles. Un tel cycle est appelé cycle idéal (Fig. 3.1).

Les moteurs thermiques sont conçus pour convertir l'énergie thermique en travail, et leurs performances sont exprimées en termes de rendement thermique η_{th} , qui est le rapport entre le travail net produit par le moteur et l'apport total de chaleur :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad \text{ou} \quad \eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} \quad (3.1)$$

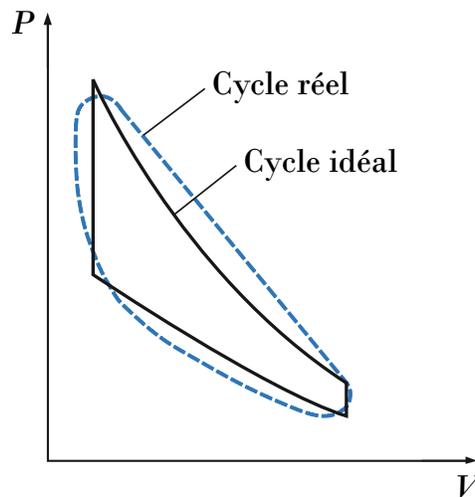


FIGURE 3.1 – L'analyse de nombreux processus complexes peut être réduite à un niveau gérable en utilisant certaines simplifications.

3.2 Hypothèses sur l'air

Dans les cycles à gaz, le fluide de travail reste un gaz pendant toute la durée du cycle. Les moteurs à allumage par étincelle, les moteurs diesel et les turbines à gaz classiques sont des exemples familiers de dispositifs fonctionnant avec des cycles à gaz. Dans tous ces moteurs, l'énergie est fournie par la combustion d'un combustible à l'intérieur des limites du système. Il s'agit donc de moteurs à combustion interne. En raison de ce processus de combustion, la composition du fluide de travail passe de l'air et du carburant aux produits de combustion au cours du cycle. Cependant, étant donné que l'air est principalement composé d'azote qui ne subit pratiquement aucune réaction chimique dans la chambre de combustion, le fluide de travail ressemble à l'air à tout moment.

Même si les moteurs à combustion interne fonctionnent selon un cycle mécanique (le piston revient à sa position initiale à la fin de chaque rotation), le fluide de travail ne subit pas un cycle thermodynamique complet. Il est évacué du moteur à un moment donné du cycle (sous forme de gaz d'échappement) au lieu de revenir à l'état initial. Le fonctionnement en cycle ouvert est la caractéristique de tous les moteurs à combustion interne.

Les cycles énergétiques à gaz réels sont assez complexes. Pour réduire l'analyse à un niveau gérable, nous utilisons les approximations suivantes :

1. Le fluide de travail est l'air, qui circule en permanence dans un circuit fermé et se comporte toujours comme un gaz parfait.
2. Tous les processus qui composent le cycle sont réversibles.
3. Le processus de combustion est remplacé par un processus d'apport de chaleur provenant d'une source externe (Fig. 3.2).

4. Le processus d'échappement est remplacé par un processus de rejet de la chaleur qui ramène le fluide de travail à son état initial.

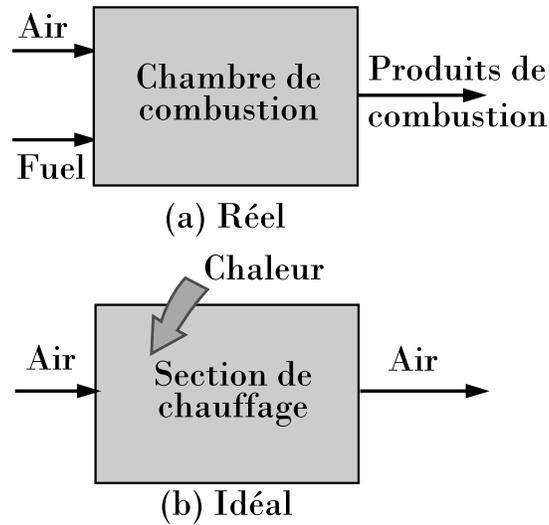


FIGURE 3.2 – Dans les cycles idéaux, le processus de combustion est remplacé par un processus d'apport de chaleur.

3.3 Aperçu sur les moteurs alternatifs

Le moteur alternatif (essentiellement un dispositif à piston-cylindre) est le moteur de la grande majorité des automobiles, des camions, des avions légers, des navires et des générateurs d'électricité, ainsi que de nombreux autres appareils. Les composants de base d'un moteur alternatif sont illustrés à la figure 3.3.

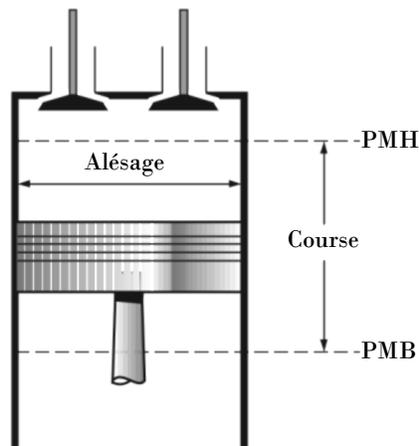


FIGURE 3.3 – Nomenclature des moteurs alternatifs.

Le piston effectue un mouvement de va-et-vient dans le cylindre entre deux positions fixes appelées le point mort haut (PMH) - la position du piston lorsqu'il forme le plus petit volume dans le cylindre - et le point mort bas (PMB) - la position du piston lorsqu'il forme le plus grand volume dans le cylindre. La distance entre le PMH et le PMB est la plus grande distance que le piston peut parcourir dans une direction, c'est la course du moteur. Le diamètre du piston s'appelle l'alésage.

L'air ou le mélange air-carburant est aspiré dans le cylindre à travers la soupape d'admission, et les produits de la combustion sont expulsés du cylindre par la soupape d'échappement. Le volume minimum formé dans le cylindre lorsque le piston est au PMH est appelé volume de dégagement (Fig. 3.4).

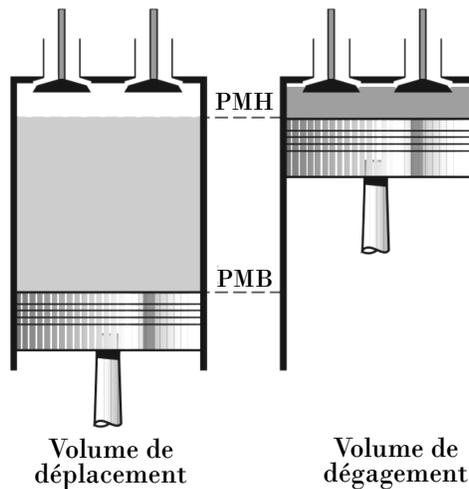


FIGURE 3.4 – Nomenclature des moteurs alternatifs.

Le volume déplacé par le piston lorsqu'il se déplace entre le PMH et le PMB est appelé volume de déplacement. Le rapport entre le volume maximal formé dans le cylindre et le volume minimal (jeu) est appelé taux de compression r du moteur :

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad (3.2)$$

Un autre terme fréquemment utilisé en rapport avec les moteurs alternatifs est la pression moyenne indiquée (PMI). Il s'agit d'une pression fictive qui, si elle agissait sur le piston pendant toute la course motrice, produirait le même travail net que celui produit pendant le cycle réel (Fig. 3.5). C'est-à-dire,

$W_{net} = PMI \times \text{surface du piston} \times \text{course} = PMI \times \text{volume de déplacement}$
ou

$$PMI = \frac{W_{net}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{w_{net}}{v_{max} - v_{min}} \quad (kPa) \quad (3.3)$$

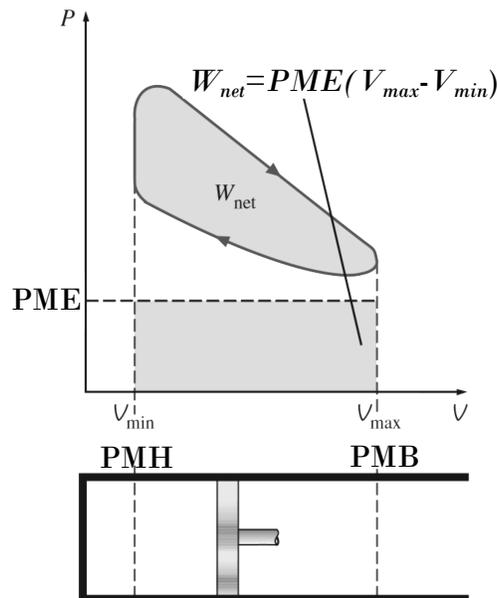


FIGURE 3.5 – Le travail net fourni par un cycle est équivalent au produit de la PME et du volume de déplacement.

La pression moyenne indiquée peut être utilisée comme paramètre pour comparer les performances des moteurs alternatifs de taille égale. Le moteur dont la valeur de la PME est la plus élevée fournit plus de travail net par cycle et est donc plus performant.

3.4 Cycle Otto : le cycle idéal des moteurs à allumage commandé

Le cycle d'Otto est le cycle idéal pour les moteurs alternatifs à allumage commandé. Il doit son nom à Nikolaus A. Otto, qui a construit avec succès un moteur à quatre temps en 1876 en Allemagne en utilisant le cycle proposé par le Français Beau de Rochas en 1862. Dans la plupart des moteurs à allumage commandé, le piston effectue quatre courses complètes dans le cylindre, et le vilebrequin effectue deux tours pour chaque cycle thermodynamique. Ces moteurs sont appelés moteurs à combustion interne à quatre temps. La figure 3.6 (a)) présente un schéma de chaque course ainsi qu'un diagramme P-v pour un moteur à allumage commandé à quatre temps.

3.4. Cycle Otto : le cycle idéal des moteurs à allumage commandé

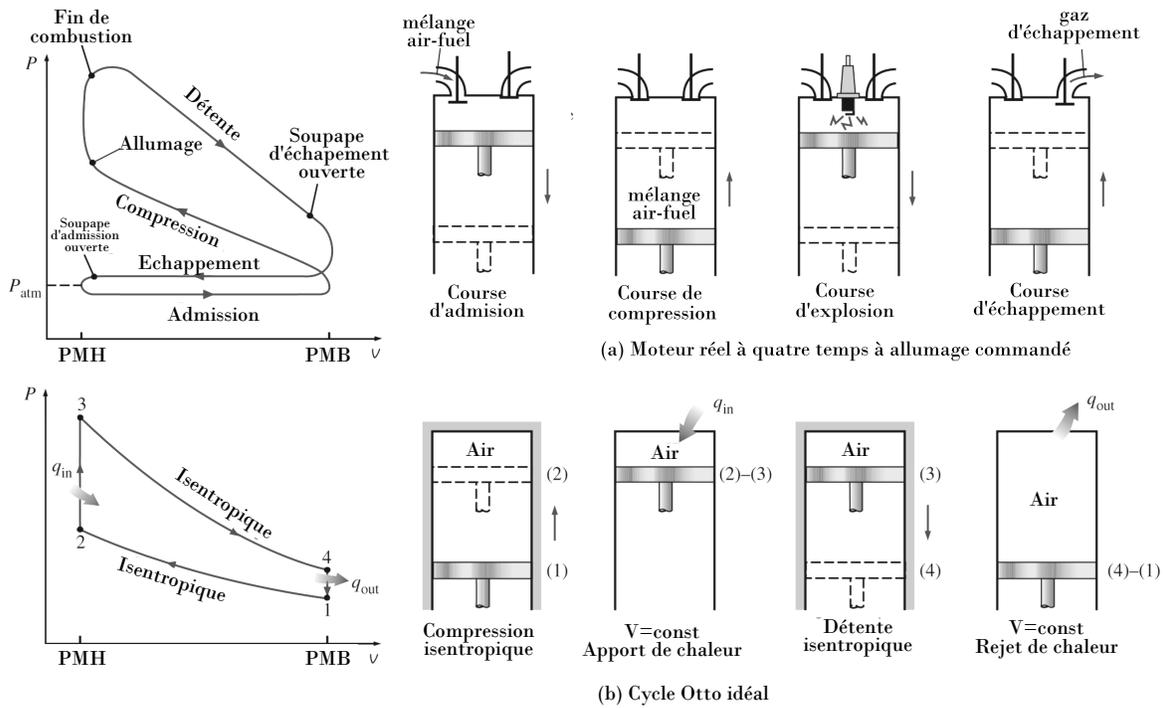


FIGURE 3.6 – Cycles réel et idéal dans les moteurs à allumage commandé et leurs diagrammes P-V.

Le cycle résultant, qui ressemble de près aux conditions réelles de fonctionnement, est le cycle Otto idéal. Il se compose de quatre processus réversibles : 1-2 Compression isentropique 2-3 Apport de chaleur à volume constant 3-4 Détente isentropique 4-1 Rejet de chaleur à volume constant L'exécution du cycle Otto dans un dispositif à piston-cylindre ainsi que le diagramme P-v sont illustrés dans la figure 3.6 (b).

Le diagramme T-s du cycle Otto est donné dans la figure 3.7).

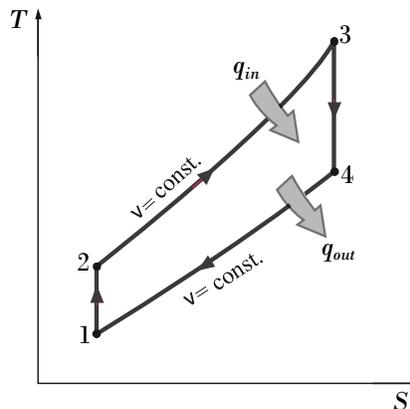


FIGURE 3.7 – Diagramme T-s du cycle Otto idéal.

3.4. Cycle Otto : le cycle idéal des moteurs à allumage commandé

Le cycle d'Otto est exécuté dans un système fermé et, sans tenir compte des changements d'énergie cinétique et potentielle, le bilan énergétique de tous les processus est exprimé, sur une base d'unité de masse, comme suit

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = \Delta u \quad (kJ/kg) \quad (3.4)$$

Aucun travail n'est impliqué pendant les deux processus de transfert de chaleur puisqu'ils se réalisent à volume constant. Par conséquent, le transfert de chaleur vers et depuis le fluide de travail peut être exprimé comme suit :

$$q_{in} = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \quad (3.5)$$

Et

$$q_{out} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad (3.6)$$

Alors le rendement thermique du cycle Otto idéal devient :

$$\eta_{th,Otto} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(\frac{T_4}{T_1} - 1)}{T_2(\frac{T_3}{T_2} - 1)} \quad (3.7)$$

Les processus 1-2 et 3-4 sont isentropiques, et $v_2 = v_3$ et $v_4 = v_1$. Ainsi,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad (3.8)$$

En substituant ces équations dans la relation du rendement thermique et en simplifiant, on obtient :

$$\eta_{th,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (3.9)$$

Avec,

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (3.10)$$

r est le taux de compression et k est le rapport de chaleur spécifique c_p/c_v .

L'équation 3.9 montre que le rendement thermique d'un cycle d'Otto idéal dépend du taux de compression du moteur et du rapport de chaleur spécifique du fluide de travail. Le rendement thermique du cycle d'Otto idéal augmente à la fois avec le taux de compression et le rapport de chaleur spécifique. Ceci est également vrai pour les moteurs à combustion interne à allumage commandé réels. Un graphique du rendement thermique en fonction du taux de compression est présenté sur la figure 3.8 pour $k = 1,4$, qui est la valeur du rapport de chaleur spécifique de l'air à température ambiante. Pour un taux de compression donné, le rendement thermique d'un moteur à allumage commandé réel est inférieur à celui d'un cycle d'Otto idéal en raison des irréversibilités, telles que la friction, et d'autres facteurs tels que la combustion incomplète.

Nous pouvons observer sur la figure 3.8 que la courbe du rendement thermique est plutôt raide pour les faibles taux de compression, mais qu'elle s'aplatit à partir

3.5. Cycle diesel : le cycle idéal des moteurs à auto-allumage

d'une valeur de taux de compression d'environ 8. Par conséquent, l'augmentation du rendement thermique avec le taux de compression n'est pas aussi importante pour les taux de compression élevés.

En outre, lorsque des taux de compression élevés sont utilisés, la température du mélange air-carburant dépasse la température d'auto-inflammation du carburant (la température à laquelle le carburant s'enflamme sans l'aide d'une étincelle) pendant le processus de combustion. Cet allumage prématuré du carburant, appelé auto-inflammation, produit un bruit audible, appelé détonation du moteur. L'auto-inflammation dans les moteurs à allumage commandé n'est pas tolérée car elle nuit aux performances et peut endommager le moteur. L'interdiction de l'auto-inflammation, impose toutefois une limite supérieure aux taux de compression qui peuvent être utilisés dans moteurs à allumage commandé.

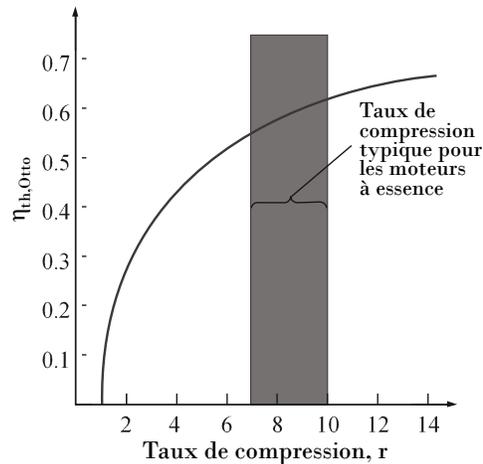


FIGURE 3.8 – Rendement thermique du cycle d'Otto idéal en fonction du taux de compression r ($k = 1,4$)

Des taux de compression plus élevés peuvent être obtenus dans les moteurs à auto-allumage, car l'air seul est comprimé. Les rendements thermiques des moteurs à allumage commandé réels varient entre 25 et 30 %.

3.5 Cycle diesel : le cycle idéal des moteurs à auto-allumage

Le cycle Diesel est le cycle idéal pour les moteurs alternatifs à auto-allumage. Le moteur à combustion interne, proposé pour la première fois par Rudolph Diesel dans les années 1890, est très similaire au moteur à allumage commandé, et diffère

3.5. Cycle diesel : le cycle idéal des moteurs à auto-allumage

principalement par la méthode de déclenchement de la combustion. Dans les moteurs à auto-allumage (également connus sous le nom des moteurs diesel), l'air est comprimé à une température supérieure à la température d'auto-inflammation du carburant, et la combustion commence lorsque le carburant est injecté dans cet air chaud. Par conséquent, la bougie d'allumage et le carburateur sont remplacés par un injecteur de carburant dans les moteurs Diesel (Fig. 3.9).

Dans les moteurs Diesel, seul l'air est comprimé pendant la course de compression, ce qui élimine la possibilité d'auto-inflammation. Par conséquent, les moteurs diesel peuvent être conçus pour fonctionner à des taux de compression beaucoup plus élevés, généralement entre 12 et 24.

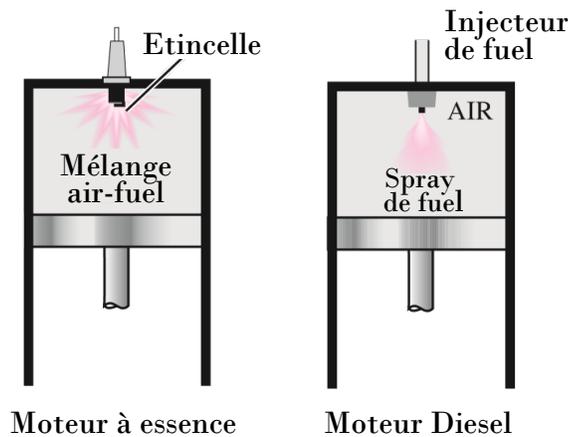


FIGURE 3.9 – Comparaison entre le moteur à essence et le moteur Diesel.

Le cycle Diesel est représenté sur les diagrammes P-V et T-s de la figure 3.10. Le cycle se compose de quatre processus réversibles. Le premier processus, de l'état 1 à l'état 2, est le même que dans le cycle Otto : une compression isentropique. Cependant, la chaleur n'est pas transférée au fluide de travail à volume constant comme dans le cycle Otto. Dans le cycle Diesel, la chaleur est transférée au fluide de travail à pression constante. Le processus 2-3 constitue également la première partie du temps moteur. La détente isentropique de l'état 3 à l'état 4 constitue le reste de la course motrice. Comme dans le cycle Otto, le cycle est complété par le processus 4-1 à volume constant dans lequel la chaleur est rejetée de l'air alors que le piston est au point mort bas. Ce processus remplace les processus d'échappement et d'admission du moteur réel. Sachant que le cycle Diesel est exécuté dans un dispositif piston-cylindre, qui forme un système fermé, la quantité de chaleur transférée au fluide de travail à pression constante et rejetée de celui-ci à volume constant peut être exprimée comme suit :

$$q_{in} - w_{2-3,out} = u_3 - u_2$$

$$\implies q_{in} = P_2(V_3 - V_2) + (u_3 - u_2) = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (3.11)$$

Et

$$q_{out} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad (3.12)$$

3.5. Cycle diesel : le cycle idéal des moteurs à auto-allumage

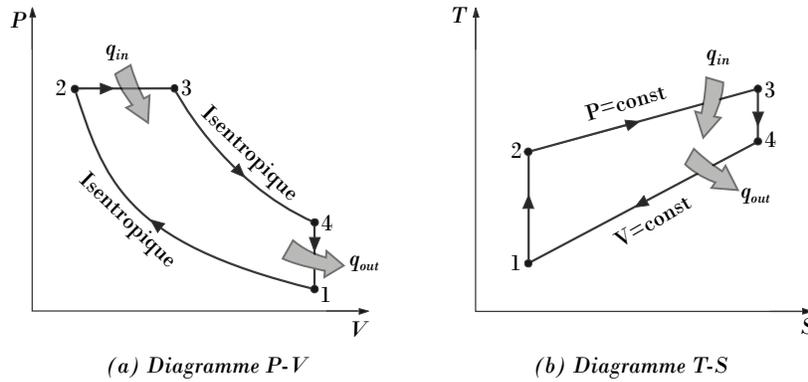


FIGURE 3.10 – Diagrammes T-s et P-v pour le cycle diesel idéal.

Le rendement thermique du cycle Diesel idéal est alors le suivant :

$$\eta_{th,Diesel} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{k \cdot T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (3.13)$$

Nous définissons maintenant une nouvelle grandeur, le rapport de combustion r_c , comme étant le rapport entre les volumes du cylindre avant et après le processus de combustion :

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} = \frac{v_3}{v_2} \quad (3.14)$$

En utilisant cette définition et les relations isentropiques de gaz parfait pour les processus 1-2 et 3-4, nous voyons que la relation du rendement thermique se réduit à :

$$\eta_{th,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[\frac{r_c^k - 1}{k(r_c - 1)} \right] \quad (3.15)$$

La relation entre $\eta_{th,Diesel}$, r et r_c est représenté sur la figure 3.11).

En examinant attentivement l'équation 3.15, on remarque que le rendement d'un cycle Diesel diffère du rendement d'un cycle Otto par la quantité entre parenthèses. Cette quantité est toujours supérieure à 1. Par conséquent,

$$\eta_{th,Otto} > \eta_{th,Diesel} \quad (3.16)$$

Lorsque les deux cycles fonctionnent avec le même taux de compression. Rappelons, cependant, que les moteurs Diesel fonctionnent à des taux de compression beaucoup plus élevés et sont donc généralement plus efficaces que les moteurs à allumage commandé (essence). Les rendements thermiques des gros moteurs diesel varient entre 35 et 40 % environ.

Le rendement supérieur et le faible coût du carburant des moteurs Diesel les rendent intéressants pour les applications nécessitant une puissance relativement importante, comme les locomotives, les groupes électrogènes de secours, les grands navires et les poids lourds.

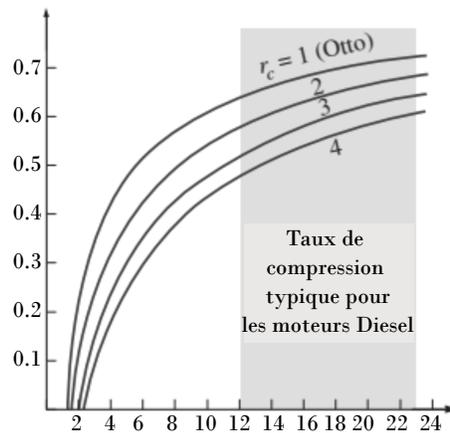


FIGURE 3.11 – Rendement thermique du cycle Diesel idéal en fonction de r et r_c ($k=1,4$).

3.6 Cycle mixte

Simplifier le processus de combustion dans les moteurs à combustion interne comme un processus d'apport de chaleur à volume constant ou à pression constante n'est pas tout à fait réaliste. Une approche probablement meilleure consisterait à modéliser le processus de combustion dans les moteurs à essence et Diesel comme une combinaison de deux processus de transfert de chaleur, l'un à volume constant et l'autre à pression constante. Le cycle idéal basé sur ce concept s'appelle le cycle mixte, et un diagramme P-v est donné dans la figure 3.12. Les quantités relatives de chaleur transférée au cours de chaque processus peuvent être ajustées pour se rapprocher davantage du cycle réel. Notez que les cycles Otto et Diesel peuvent être obtenus comme des cas particuliers du cycle mixte.

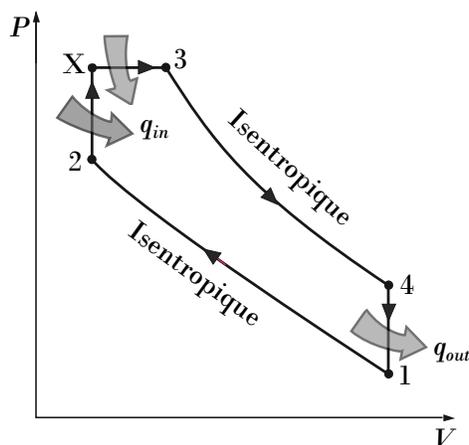


FIGURE 3.12 – Diagramme P-v d'un cycle mixte idéal.

CHAPITRE 4

Turbine à gaz et turboréacteur

4.1 Cycle Brayton : le cycle idéal pour les moteurs des turbines à gaz

Le rapport puissance/poids favorable des turbines à gaz les rend bien adaptées aux applications de transport (propulsion des avions, centrales marines, etc.). Les turbines à gaz sont également couramment utilisées pour la production d'énergie électrique.

Le cycle de Brayton a été proposé pour la première fois par George Brayton pour être utilisé dans le moteur alternatif à huile qu'il a développé vers 1870. Aujourd'hui, il est utilisé pour les turbines à gaz où les processus de compression et d'expansion se déroulent dans des machines rotatives. Les turbines à gaz fonctionnent généralement en cycle ouvert, comme le montre la figure 4.1. L'air frais aux conditions ambiantes est aspiré dans le compresseur, où sa température et sa pression sont élevées. L'air à haute pression passe dans la chambre de combustion, où le combustible est brûlé à pression constante. Les gaz à haute température qui en résultent entrent ensuite dans la turbine, où ils se détendent jusqu'à la pression atmosphérique tout en produisant de l'énergie. Les gaz d'échappement quittant la turbine sont évacués (ils ne sont pas recyclés), ce qui fait que le cycle est classé comme un cycle ouvert. Le cycle ouvert de turbine à gaz décrit ci-dessus peut être modélisé comme un cycle fermé, comme le montre la figure 4.2. Ici, les processus de compression et d'expansion restent les mêmes, mais le processus de combustion est remplacé par un processus d'apport de chaleur à pression constante provenant d'une source externe, et le processus d'échappement est remplacé par un processus de rejet de chaleur à pression constante.

Le cycle idéal que le fluide de travail subit dans cette boucle fermée est le cycle de Brayton, qui se compose de quatre processus réversibles :

- 1-2 Compression isentropique (dans un compresseur)
- 2-3 Apport de chaleur à pression constante
- 3-4 Détente isentropique (dans une turbine)
- 4-1 Rejet de chaleur à pression constante

4.1. Cycle Brayton : le cycle idéal pour les moteurs des turbines à gaz

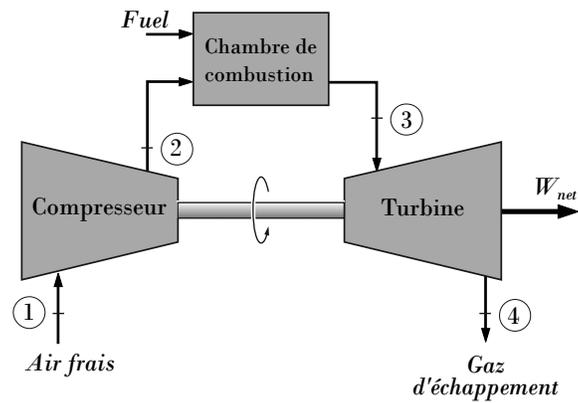


FIGURE 4.1 – Turbine à gaz à cycle ouvert.

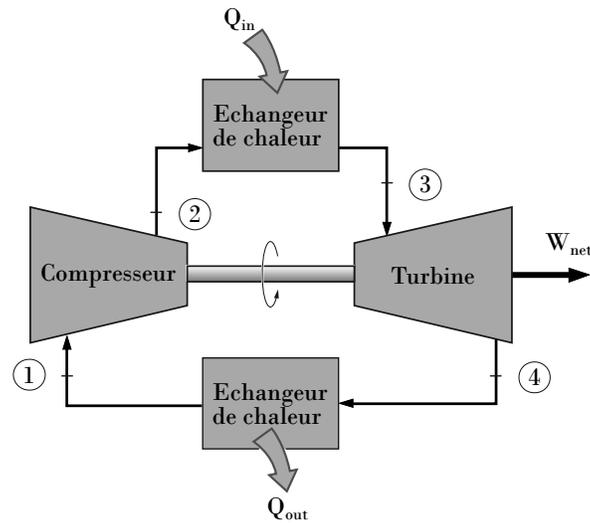


FIGURE 4.2 – Turbine à gaz à cycle fermé.

Les diagrammes T-s et P-v d'un cycle de Brayton idéal sont illustrés dans la figure 4.3. Remarquez que les quatre processus du cycle de Brayton sont exécutés dans des dispositifs à débit permanent ; ils doivent donc être analysés comme des processus à débit permanent.

4.1. Cycle Brayton : le cycle idéal pour les moteurs des turbines à gaz

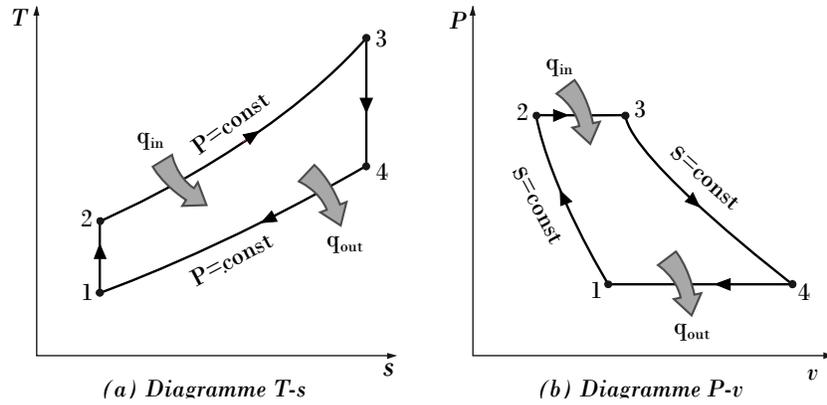


FIGURE 4.3 – Diagrammes T-s et P-v du cycle Brayton idéal.

Si l'on néglige les changements d'énergie cinétique et potentielle, le bilan énergétique peut être exprimé, sur la base d'une unité de masse, comme suit :

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = h_{exit} - h_{inlet} \quad (4.1)$$

Par conséquent, les transferts de chaleur vers et depuis le fluide de travail sont les suivants :

$$q_{in} = h_3 - h_2 = cp(T_3 - T_2) \quad (4.2)$$

Et

$$q_{out} = h_4 - h_1 = cp(T_4 - T_1) \quad (4.3)$$

Le rendement thermique du cycle de Brayton idéal est alors le suivant :

$$\eta_{th,Brayton} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(\frac{T_4}{T_1} - 1)}{T_2(\frac{T_3}{T_2} - 1)} \quad (4.4)$$

Les processus 1-2 et 3-4 sont isentropiques, et $P_2 = P_3$ et $P_4 = P_1$. Ainsi,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (4.5)$$

En substituant ces équations dans la relation du rendement thermique et en simplifiant, on obtient :

$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{(k-1)}{k}}} \quad (4.6)$$

Or

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \quad (4.7)$$

Avec r_p est le rapport de pression.

L'équation 4.6 montre que le rendement thermique d'un cycle de Brayton idéal augmente avec le rapport de pression et le rapport de chaleur spécifique du fluide de travail (Fig. 4.4).

4.1. Cycle Brayton : le cycle idéal pour les moteurs des turbines à gaz

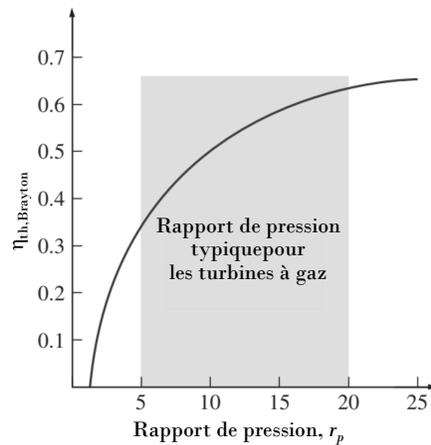


FIGURE 4.4 – Rendement thermique du cycle Brayton idéal en fonction du r_p .

La température la plus élevée du cycle se produit à la fin du processus de combustion (état 3), et elle est limitée par la température maximale que peuvent supporter les aubes de la turbine. Cela limite également les rapports de pression qui peuvent être utilisés dans le cycle. Pour une température d'entrée de turbine T_3 fixe, le travail net fourni par le cycle augmente avec le rapport de pression, atteint un maximum, puis commence à diminuer, comme le montre la figure 4.5. Par conséquent, il doit y avoir un compromis entre le rapport de pression (et donc le rendement thermique) et le travail net fourni. Dans les conceptions les plus courantes, le rapport de pression des turbines à gaz est compris entre 11 et 16 environ.

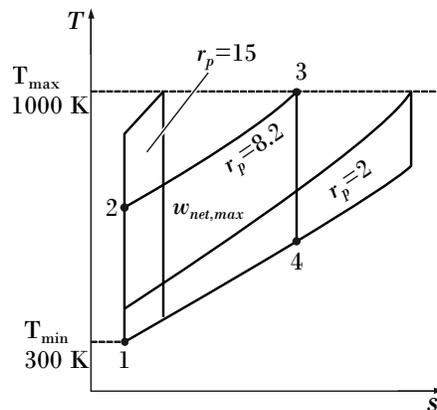


FIGURE 4.5 – Relation entre T_{min} , T_{max} , r_p et w_{net} .

L'air dans les turbines à gaz remplit deux fonctions importantes : Il fournit l'oxydant nécessaire à la combustion du combustible et sert de réfrigérant pour maintenir la

4.2. Écart entre les cycles réels des turbines à gaz et les cycles idéalisés

température des différents composants dans des limites de sécurité. La deuxième fonction est accomplie en aspirant plus d'air que nécessaire pour la combustion complète du combustible.

Dans les turbines à gaz, il n'est pas rare que le rapport massique air-carburant soit de 50 ou plus. Par conséquent, dans une analyse de cycle, le fait de traiter les gaz de combustion comme de l'air n'entraîne pas d'erreur notable.

4.2 Écart entre les cycles réels des turbines à gaz et les cycles idéalisés

Le cycle réel d'une turbine à gaz diffère du cycle de Brayton idéal à plusieurs niveaux. D'une part, une certaine perte de pression pendant les processus d'apport et de rejet de chaleur est inévitable. Plus important encore, le travail réel fourni au compresseur est plus important, et le travail réel fourni par la turbine est moins important en raison des irréversibilités. L'écart entre le comportement réel du compresseur et de la turbine et le comportement isentropique idéalisé peut être expliqué avec précision en utilisant les rendements isentropiques de la turbine et du compresseur comme suit :

$$\eta_C = \frac{w_s}{w_a} \simeq \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (4.8)$$

Et

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} \simeq \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (4.9)$$

où les états 2a et 4a sont les états réels de sortie du compresseur et de la turbine, respectivement, et 2s et 4s sont les états correspondants pour le cas isentropique, comme illustré dans la figure 4.6.

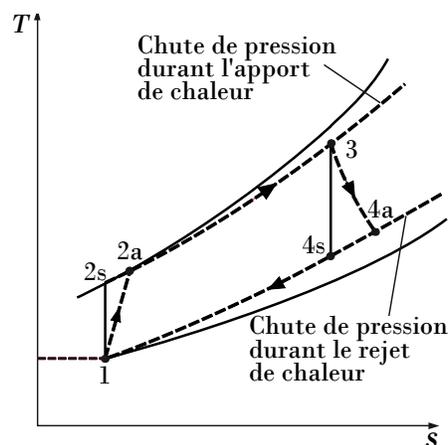


FIGURE 4.6 – L'écart d'un cycle réel de turbine à gaz par rapport au cycle Brayton idéal en raison des irréversibilités

4.3 Cycle de Brayton avec régénération

Dans les moteurs des turbines à gaz, la température des gaz d'échappement sortant de la turbine est souvent beaucoup plus élevée que la température de l'air sortant du compresseur. Par conséquent, l'air à haute pression sortant du compresseur peut être chauffé en lui transférant la chaleur des gaz d'échappement chauds dans un échangeur de chaleur à contre-courant, également appelé régénérateur ou récupérateur. Un schéma du moteur de turbine à gaz utilisant un régénérateur et le diagramme T-s du nouveau cycle sont présentés dans les figures 4.7 et 4.8, respectivement.

Le rendement thermique du cycle de Brayton augmente grâce à la régénération, car la partie de l'énergie des gaz d'échappement qui est normalement rejetée dans l'environnement est maintenant utilisée pour préchauffer l'air entrant dans la chambre de combustion. Cela permet de réduire l'apport de chaleur nécessaire pour obtenir le même travail net.

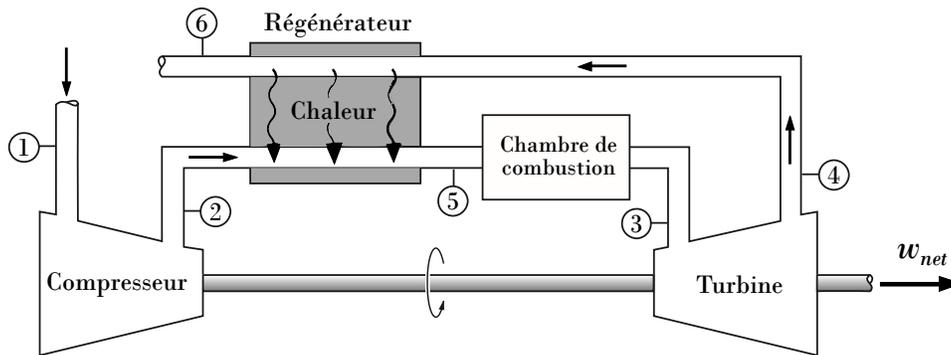


FIGURE 4.7 – Moteur de turbine à gaz avec régénérateur

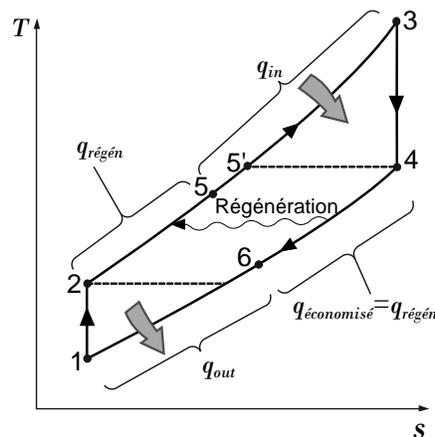


FIGURE 4.8 – Diagramme T-s d'un cycle Brayton avec régénération

4.3. Cycle de Brayton avec régénération

La température la plus élevée à l'intérieur du régénérateur est T_4 , la température des gaz d'échappement entrant dans le régénérateur. En aucun cas, l'air ne peut être préchauffé dans le régénérateur à une température supérieure à cette valeur.

L'air quitte normalement le régénérateur à une température inférieure, T_5 . Dans le cas limite (idéal), l'air sort du régénérateur à la température d'entrée des gaz d'échappement T_4 . En supposant que le régénérateur est bien isolé et que les changements d'énergie cinétique et potentielle sont négligeables, les transferts de chaleur réels et maximaux des gaz d'échappement vers l'air peuvent être exprimés comme suit :

$$q_{\text{régén,réel}} = h_5 - h_2 \quad (4.10)$$

Et

$$q_{\text{régén,max}} = h'_5 - h_2 = h_4 - h_2 \quad (4.11)$$

La mesure dans laquelle un régénérateur se rapproche d'un régénérateur idéal est appelée l'efficacité ϵ et est définie comme suit :

$$\epsilon = \frac{q_{\text{régén,réel}}}{q_{\text{régén,max}}} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} = h'_5 - h_2 = h_4 - h_2 \simeq \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (4.12)$$

L'efficacité de la plupart des régénérateurs utilisés dans la pratique est inférieure à 0,85 %.

Le rendement thermique d'un cycle de Brayton idéal avec régénération est de la forme :

$$\eta_{th,\text{régén}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} r_p^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (4.13)$$

Le rendement thermique est représenté dans la figure 4.9 pour différents rapports de pression et rapports de température minimale à maximale. Cette figure montre que la régénération est plus efficace lorsque les rapports de pression sont faibles et que les rapports de température minimale à maximale sont faibles aussi.

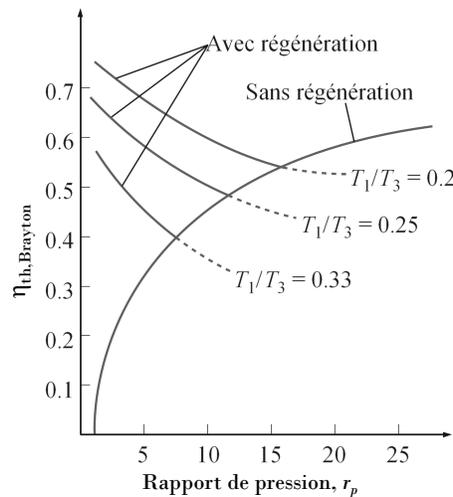


FIGURE 4.9 – Rendement thermique du cycle Brayton idéal avec et sans régénération

4.4 Cycle Brayton avec refroidissement, réchauffage et régénération

Le travail net d'un cycle de turbine à gaz est la différence entre le travail fourni par la turbine et le travail fourni au compresseur, et il peut être augmenté soit en diminuant le travail du compresseur, soit en augmentant le travail de la turbine, soit les deux en même temps.

Lorsque les variations dans les énergies cinétiques et potentielles sont négligeables, le travail du compresseur est donné par :

$$w_{in} = \int_1^2 v \cdot dP \quad (4.14)$$

Un moyen de réduire le travail du compresseur est de maintenir le volume spécifique du gaz aussi faible que possible au cours du processus de compression.

Le travail nécessaire pour comprimer un gaz entre deux pressions spécifiques peut être réduit en effectuant le processus de compression par étapes et en refroidissant le gaz entre les étapes (Fig. 4.10), c'est-à-dire en utilisant une compression à plusieurs étapes avec refroidissement intermédiaire en faisant passer le gaz à travers un échangeur de chaleur appelé un refroidisseur intermédiaire. Dans le cas idéal, le processus de refroidissement s'effectue à pression constante, et le gaz est refroidi à la température initiale T_1 à chaque refroidissement intermédiaire.

Le gaz est comprimé dans le premier étage de P_1 à une pression intermédiaire P_x , puis refroidit à pression constante à la température initiale T_1 ensuite il est comprimé dans le deuxième étage, jusqu'à la pression finale P_2 .

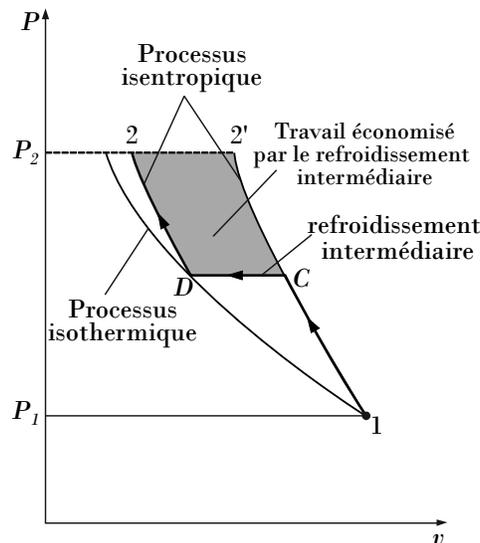


FIGURE 4.10 – Comparaison du travail fourni à un compresseur un étage (1C2') et à un compresseur deux étages avec refroidissement intermédiaire (1CD2)

4.4. Cycle Brayton avec refroidissement, réchauffage et régénération

La zone colorée sur le diagramme P-V (Fig. 4.10) représente le travail conservé durant la compression en deux étages avec refroidissement intermédiaire. La taille de la zone colorée (le travail économisé) varie avec la valeur de la pression intermédiaire P_x , et il est d'un intérêt pratique pour déterminer les conditions dans lesquelles cette région est maximisée.

L'apport total de travail pour un compresseur à deux étages est la somme des travaux des deux étapes de compression, tel que :

$$w_C = w_{C,1} + w_{C,2} = (h_c - h_1) + (h_2 - h_d) = c_p[(T_c - T_1) + (T_2 - T_d)] \quad (4.15)$$

Or

$$T_d = T_1$$

Donc

$$w_C = c_p T_1 \left(\frac{T_c}{T_1} + \frac{T_2}{T_1} - 2 \right) \quad (4.16)$$

$$1-c : \text{isentropique} \implies \frac{T_c}{T_1} = \frac{P_c}{P_1}^{\frac{k-1}{k}}$$

$$d-2 : \text{isentropique} \implies \frac{T_2}{T_d} = \frac{P_2}{P_d}^{\frac{k-1}{k}}$$

Le travail devient :

$$w_C = c_p T_1 \left[\left(\frac{P_c}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{P_2}{P_d} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \right] \quad (4.17)$$

Si on pose $P_c = P_d = P_x$

$$w_C = c_p T_1 \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \left(\frac{P_2}{P_x} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 2 \right] \quad (4.18)$$

La seule variable dans cette équation est P_x . La valeur de P_x qui minimise le travail total est déterminée en dérivant l'expression de travail par rapport à P_x et la mise de l'expression résultante égale à zéro.

$$\frac{\partial w_C}{\partial P_x} = 0 \quad (4.19)$$

Ce qui donne :

$$\frac{P_x}{P_1} = \frac{P_2}{P_x} \quad (4.20)$$

Autrement dit, pour réduire au minimum le travail de compression lors de la compression en deux étapes, le rapport de pression à travers chaque étage du compresseur doit être identique. Lorsque cette condition est satisfaite, le travail de compression à chaque étape devient identique :

$$w_{C,I} = w_{C,II}$$

De même, le travail fourni par une turbine fonctionnant entre deux niveaux de pression peut être augmenté en détendant le gaz par étapes et en le réchauffant entre

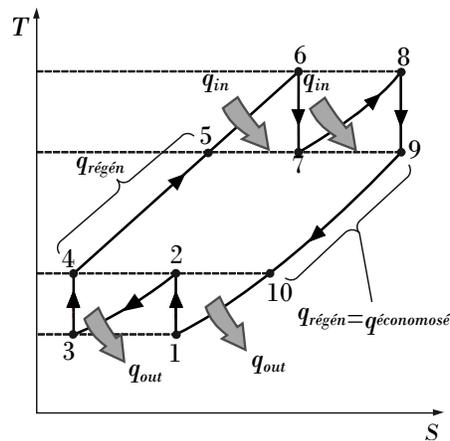


FIGURE 4.12 – Diagramme T-s d'un cycle Brayton idéal avec refroidissement intermédiaire, réchauffage et régénération.

4.5 Cycle idéal des turboréacteurs

Les turbines à gaz des avions fonctionnent selon un cycle ouvert appelé cycle de propulsion par réaction (turboréacteur). Le cycle idéal de propulsion par réaction diffère du cycle Brayton simple par le fait que les gaz ne sont pas détendus à la pression ambiante dans la turbine. Au contraire, ils sont détendus à une pression telle que la puissance produite par la turbine est juste suffisante pour entraîner le compresseur et les équipements auxiliaires. En d'autres termes, le travail net produit par un cycle de propulsion par réaction est nul. Les gaz qui sortent de la turbine à une pression relativement élevée sont ensuite accélérés dans une tuyère pour fournir la poussée qui propulse l'avion (Fig. 4.13).

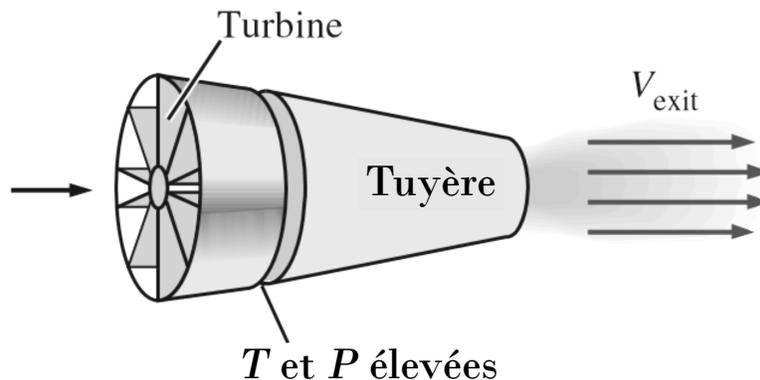


FIGURE 4.13 – Dans les turboréacteurs, les gaz à haute température et à haute pression qui sortent de la turbine sont accélérés dans une tuyère pour produire la poussée

De plus, les turbines à gaz des avions fonctionnent à des rapports de pression plus élevés (généralement entre 10 et 25), et le fluide passe d'abord par un diffuseur, où il est décéléré et sa pression est augmentée avant d'entrer dans le compresseur.

Le schéma d'un turboréacteur et le diagramme T-s du cycle idéal du turboréacteur sont illustrés dans la figure 4.14. La pression de l'air augmente légèrement lorsqu'il est décéléré dans le diffuseur.

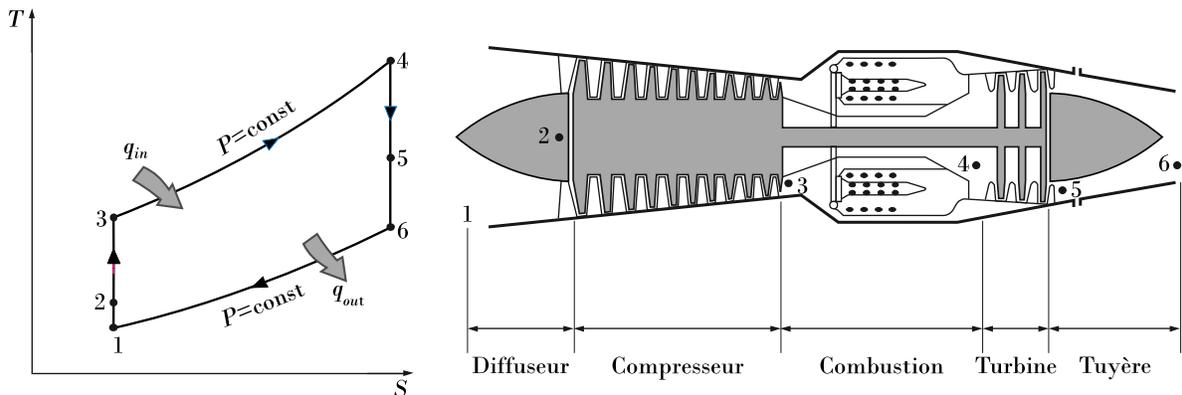


FIGURE 4.14 – Les composants de base d'un turboréacteur et le diagramme T-s du cycle idéal du turboréacteur

L'air est comprimé par le compresseur. Il est mélangé au carburant dans la chambre de combustion, où le mélange est brûlé à pression constante. Les gaz de combustion à haute pression et à haute température se détendent partiellement dans la turbine, produisant suffisamment d'énergie pour entraîner le compresseur et d'autres équipements. Enfin, les gaz se détendent dans une tuyère jusqu'à la pression ambiante et quittent le moteur à grande vitesse.

Dans le cas idéal, on suppose que le travail de la turbine est égal à celui du compresseur. De même, les processus dans le diffuseur, le compresseur, la turbine et la tuyère sont supposés être isentropiques.

La poussée développée dans un turboréacteur est la force déséquilibrée causée par la différence de quantité de mouvement de l'air à faible vitesse entrant dans le moteur et des gaz d'échappement à grande vitesse sortant du moteur. Les pressions à l'entrée et à la sortie d'un turboréacteur sont identiques (la pression ambiante); ainsi, la poussée nette développée par le moteur est la suivante :

$$F = (\dot{m}V)_{out} - (\dot{m}V)_{in} = \dot{m}(V_{out} - V_{in}) \quad (N) \quad (4.22)$$

où V_{out} est la vitesse de sortie des gaz d'échappement et V_{in} est la vitesse d'entrée de l'air, toutes deux relatives à l'avion.

La puissance développée par la poussée du moteur est appelée puissance propulsive \dot{W}_p , qui correspond à la force de propulsion (poussée) multipliée par la distance à laquelle

cette force agit sur l'avion par unité de temps, c'est-à-dire la poussée multipliée par la vitesse de l'avion.

$$\dot{W}_p = FV_{avion} = \dot{m}(V_{out} - V_{in})V_{avion} \quad (kW) \quad (4.23)$$

Le rendement souhaité d'un turboréacteur est la puissance produite pour propulser l'avion, \dot{W}_p , et l'entrée requise est le pouvoir calorifique du carburant \dot{Q}_{in} . Le rapport entre ces deux quantités est appelé rendement propulsif et se calcule comme suit :

$$\eta = \frac{\text{Puissance propulsive}}{\text{Taux d'apport d'énergie}} = \frac{\dot{W}_p}{\dot{Q}_{in}} \quad (4.24)$$

Le rendement propulsif est une mesure de l'efficacité avec laquelle l'énergie thermique libérée au cours du processus de combustion est convertie en énergie propulsive.

CHAPITRE 5

Turbine à vapeur

5.1 Cycle Rankine : le cycle idéal pour les centrales à vapeur

Le cycle de Rankine (Fig. 5.1) est le cycle idéal pour les centrales électriques à vapeur. Il se compose des quatre processus suivants :

- 1-2 Compression isentropique dans la pompe.
- 2-3 Apport de chaleur à pression constante dans la chaudière.
- 3-4 Détente isentropique dans la turbine.
- 4-1 Rejet de chaleur à pression constante dans le condenseur.

L'eau pénètre dans la pompe à l'état 1 en tant que liquide saturé et est comprimé de manière isentropique à la pression de fonctionnement de la chaudière. La température de l'eau augmente légèrement au cours de processus de compression isentropique en raison d'une légère baisse dans le volume spécifique de l'eau. La distance verticale entre les états 1 et 2 sur le diagramme T-S est grandement exagérée pour plus de clarté.

L'eau pénètre dans la chaudière sous forme liquide à l'état 2 et la quitte sous forme de vapeur surchauffée à l'état 3. La chaudière est en fait un grand échangeur de chaleur où la chaleur provenant des gaz de combustion, le gaz naturel, ou d'autres sources est transférée à l'eau essentiellement à pression constante. La chaudière, avec la section où la vapeur est surchauffée (le surchauffeur), est souvent appelé le générateur de vapeur.

La vapeur surchauffée à l'état 3 entre dans la turbine, où elle se détend d'une manière isentropique et produit ainsi un travail par la rotation de l'arbre qui est relié à un générateur électrique. La pression et la température de la vapeur chutent pendant ce processus aux valeurs de l'état 4, où la vapeur pénètre dans le condenseur. A ce stade, la vapeur est habituellement un mélange liquide-vapeur saturé avec un titre en vapeur élevé.

La vapeur est condensée à pression constante dans le condenseur, qui est essentiellement un grand échangeur de chaleur, en rejetant la chaleur à un fluide de refroidissement tel qu'un lac, une rivière, ou l'atmosphère. Le fluide de travail quitte le condenseur à l'état liquide saturé et pénètre dans la pompe, complétant ainsi le cycle.

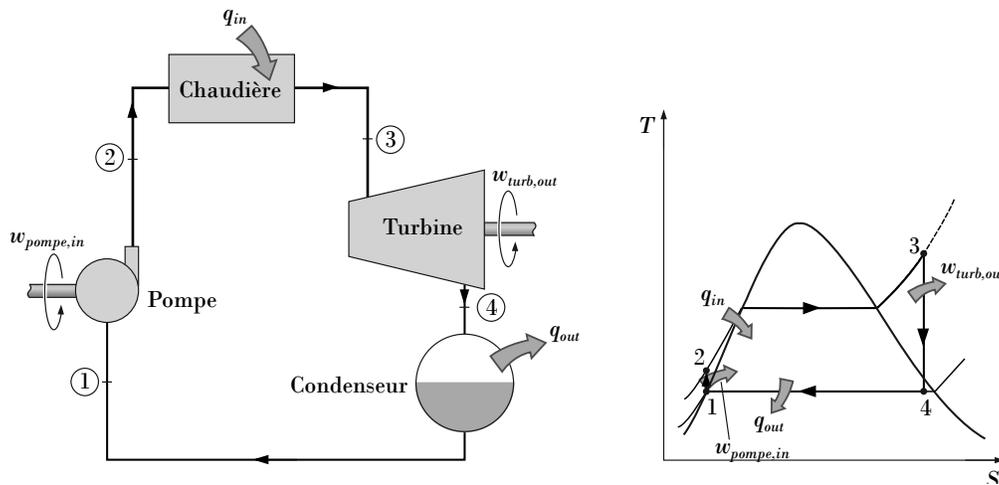


FIGURE 5.1 – Le cycle idéal simple de Rankine.

Rappelant que l'aire sous la ligne de transformation sur un diagramme T-s représente le transfert de chaleur pour les processus réversibles, nous voyons que l'aire sous la courbe de processus 2-3 représente la chaleur transférée à l'eau dans la chaudière et l'aire sous la courbe de processus 4-1 représente la chaleur rejetée dans le condenseur. La différence entre ces deux (la zone délimitée par la courbe de cycle) est le travail net produit pendant le cycle.

Analyse énergétique du cycle Rankine idéal

Les quatre composants associés au cycle de Rankine (pompe, chaudière, turbine et condenseur) sont des dispositifs à débit permanent. Les variations de l'énergie cinétique et potentielle de la vapeur d'eau sont généralement faibles par rapport aux termes de travail et de transfert de chaleur et sont donc généralement négligés. Ainsi, l'équation de l'énergie par unité de masse de vapeur d'eau se réduit à :

$$(q_{in} - q_{out}) + (w_{in} - w_{out}) = (h_e - h_i) \quad (kJ/kg) \quad (5.1)$$

La chaudière et le condenseur ne comportent aucun travail, et la pompe et la turbine sont supposés être isentropiques. Ainsi, l'équation de conservation d'énergie pour chaque dispositif peut être exprimée comme suit :

— Pompe ($q = 0$) :

$$w_{pompe,in} = h_2 - h_1 \quad (5.2)$$

Ou,

$$w_{pompe,in} = v(P_2 - P_1) \quad (5.3)$$

Avec,

$$h_1 = h_{f,P_1} \quad \text{and} \quad v \cong v_1 = v_{f,P_1} \quad (5.4)$$

— Chaudière ($w = 0$) :

$$q_{in} = h_3 - h_2 \quad (5.5)$$

— Turbine ($q = 0$) :

begin

$$w_{T,out} = h_3 - h_4 \quad (5.6)$$

— Condenseur ($w = 0$) :

$$q_{out} = h_4 - h_1 \quad (5.7)$$

Le rendement thermique du cycle Rankine est déterminé à partir de l'équation 5.8 tel :

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \quad (5.8)$$

Avec, $w_{net} = q_{in} - q_{out} = w_{T,out} - w_{pompe,in}$

5.2 Déviation des cycles à vapeur réel du cycle idéal

Le cycle des centrales électriques à vapeur réelles diffère du cycle de Rankine idéal suite aux irréversibilités dans les différents composants, comme illustré sur la figure 5.2. Le frottement du fluide et la perte de chaleur à l'environnement sont les deux sources courantes d'irréversibilités.

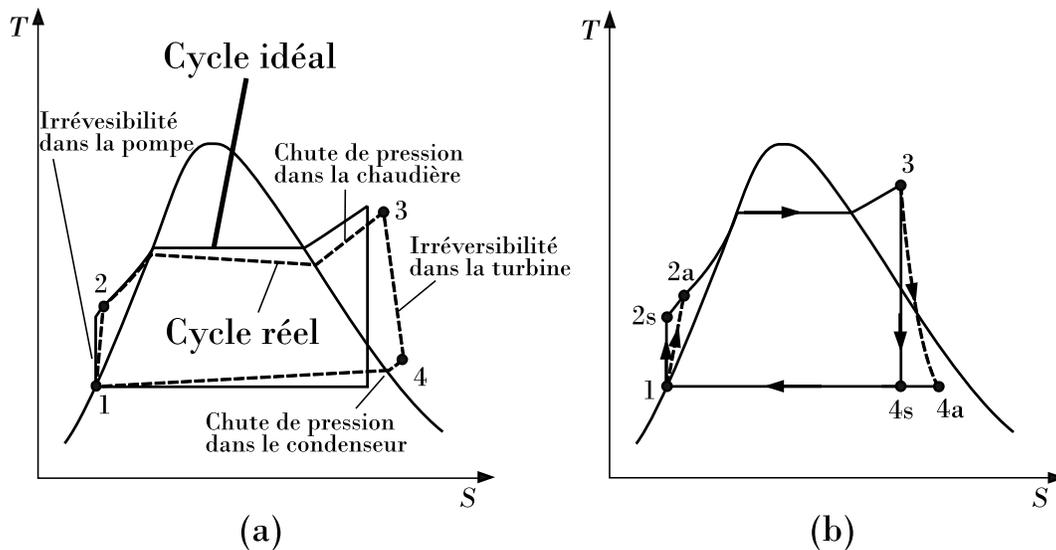


FIGURE 5.2 – (a) Écart entre le cycle de puissance à vapeur réel et le cycle de Rankine idéal. (b) L'effet des irréversibilités de la pompe et de la turbine sur le cycle de Rankine idéal.

5.3. Cycle de Hirn (cycle de Rankine avec resurchauffe)

Le frottement du fluide provoque des chutes de pression dans la chaudière, le condenseur et la tuyauterie entre les différents composants. En conséquence, la vapeur d'eau quitte la chaudière à une pression un peu plus faible. En outre, la pression à l'entrée de la turbine est un peu inférieure à celle à la sortie de la chaudière en raison de la chute de pression dans les canalisations de raccordement. La perte de pression dans le condenseur est généralement très faible. Pour compenser ces pertes de charge, l'eau doit être pompée à une pression suffisamment supérieure à celle demandée dans le cycle idéal. Cela nécessite une pompe plus grande et donc plus de travail consommé par la pompe.

L'autre source majeure d'irréversibilité est la perte de chaleur de la vapeur pour l'environnement puisque la vapeur circule à travers différents composants. Pour maintenir le même niveau de travail net, plus de chaleur doit être transférée à la vapeur dans la chaudière pour compenser ces pertes de chaleur indésirables. En conséquence, le rendement du cycle diminue.

La pompe nécessite un apport de travail plus grand, et la turbine produit un travail plus petit en raison des irréversibilités. Dans des conditions idéales, l'écoulement à travers ces dispositifs est isentropique. L'écart des pompes et turbines réelles de celles isentropiques peut être comptabilisée en utilisant les rendements isentropiques, définies tels :

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (5.9)$$

Et

$$\eta_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (5.10)$$

5.3 Cycle de Hirn (cycle de Rankine avec resurchauffe)

Nous avons mentionné dans la section précédente que l'augmentation de la pression de la chaudière augmente le rendement thermique du cycle de Rankine, mais elle augmente également la teneur en humidité de la vapeur à des niveaux inacceptables. Ainsi, il est naturel de poser la question suivante : Comment pouvons-nous tirer profit des améliorations du rendement à des pressions de la chaudière plus élevées sans faire face au problème de l'humidité excessive dans les états finaux de la turbine ?

Deux possibilités viennent à l'esprit :

1. Surchauffer la vapeur à des températures très élevées avant son entrée dans la turbine. Toutefois, ceci n'est pas une solution possible, car elle nécessite l'élévation de la température de la vapeur à des niveaux métallurgiques dangereux.
2. Détendre la vapeur dans la turbine en deux étapes, et réchauffer entre les deux étages. En d'autres termes, modifier le cycle Rankine idéal de base avec un processus de réchauffe. La réchauffe est une solution pratique au problème de

l'humidité excessive dans les turbines, et elle est couramment utilisé dans les centrales électriques à vapeur modernes.

Le diagramme T-s du cycle de Hirn et le schéma de la centrale électrique fonctionnant sur ce cycle sont présentés dans la figure 5.3.

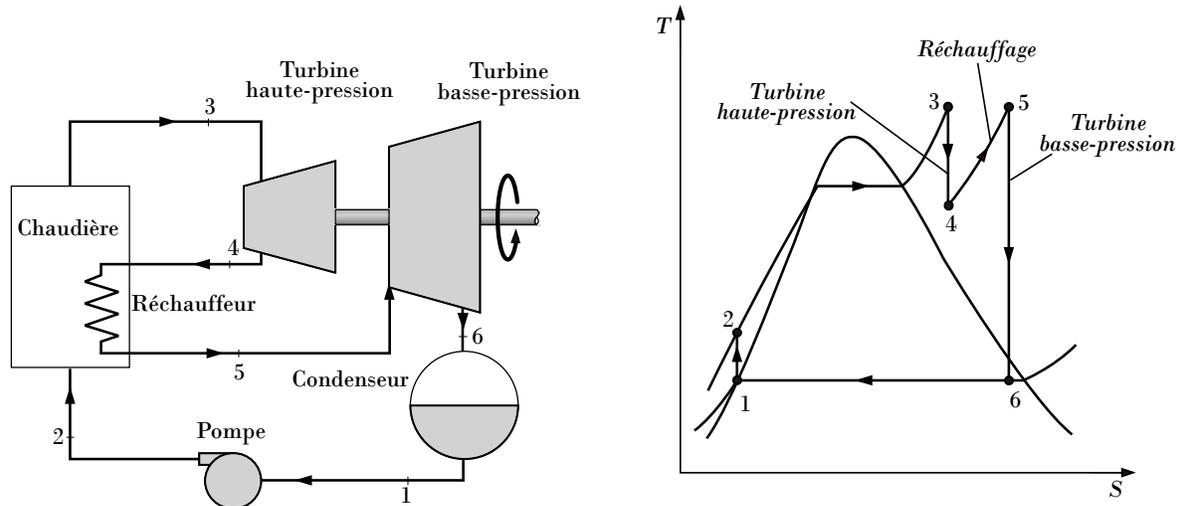


FIGURE 5.3 – Le cycle Rankine à resurchauffe.

Dans la première étape (la turbine haute pression), la vapeur est détendue d'une manière isentropique à une pression intermédiaire et renvoyé à la chaudière où elle est réchauffée à une pression constante, généralement à la température d'entrée du premier étage de turbine. Ensuite la vapeur se détend de manière isentropique dans la deuxième étape (turbine basse-pression) à la pression du condenseur. Ainsi, l'apport total de chaleur et la production totale de travail de la turbine pour un cycle avec resurchauffe deviennent :

$$q_{in} = (q_{chaudière} + q_{réchauffe}) = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (5.11)$$

Et

$$w_{T,out} = (w_{T,I} + w_{T,II}) = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (5.12)$$

L'incorporation d'une seule réchauffe dans une centrale électrique moderne permet d'améliorer le rendement du cycle de 4 à 5 % en augmentant la température moyenne à laquelle la chaleur est transférée à la vapeur.

5.4 Cycle à soutirage

Un examen attentif du diagramme T-s du cycle de Rankine représenté dans la figure 5.4 révèle que la chaleur est transférée au fluide de travail au cours de processus 2-2' à une température relativement basse. Cela réduit la température moyenne d'apport de

chaleur et donc le rendement du cycle. Pour remédier à cette lacune, nous cherchons des moyens pour élever la température du liquide sortant de la pompe (appelé l'eau d'alimentation) avant son entrée dans la chaudière. Une possibilité est de transférer de la chaleur issue de la vapeur en expansion à l'eau d'alimentation dans un régénérateur.

Le processus de régénération utilisé dans les centrales électriques à vapeur est réalisé par extraction de la vapeur provenant de la turbine à différents points. Cette vapeur, qui pourrait produire plus de travail en se détendant dans la turbine, est utilisée pour chauffer l'eau d'alimentation.

La régénération non seulement améliore le rendement du cycle, mais fournit également un moyen pratique de dégazage de l'eau d'alimentation (évacuation de l'air qui fuit dans le condenseur) pour éviter la corrosion dans la chaudière. Il aide également à contrôler le grand débit volumique de la vapeur d'eau à la sortie de la turbine (due aux grands volumes spécifiques à des basses pressions). Par conséquent, la régénération a été utilisée dans toutes les centrales à vapeur modernes depuis son introduction dans les années 1920.

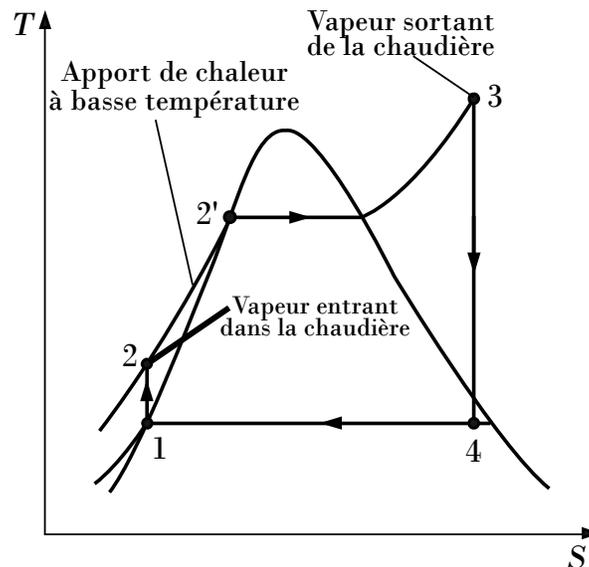


FIGURE 5.4 – La première partie du processus d'apport de chaleur dans la chaudière se déroule à des températures relativement basses.

Un régénérateur est essentiellement un échangeur de chaleur où la chaleur est transférée de la vapeur à l'eau d'alimentation soit en mélangeant les deux fluides (récupérateur ouverts) ou sans les mélanger (récupérateur fermés). Les deux types de régénération sont discutée ci-dessous.

Régénération par échange à contact direct (récupérateur ouvert)

Un récupérateur ouvert (ou à contact direct) est essentiellement une chambre de mélange, où la vapeur extraite de la turbine se mélange avec l'eau d'alimentation sortant de la pompe. Idéalement, le mélange quitte le récupérateur sous forme de liquide saturé à la pression de l'appareil de chauffage. Le schéma d'une centrale électrique à vapeur avec un récupérateur ouvert et le diagramme T-s du cycle sont présentés dans la figure 5.5.

Dans un cycle de Rankine régénérative, la vapeur entre dans la turbine à la pression de la chaudière (état 5) et se détend isentropiquement à une pression intermédiaire (état 6). Une partie de la vapeur est extraite à cet état et acheminé vers le récupérateur, tandis que la vapeur restante continue la détente isentropique jusqu'à la pression du condenseur (état 7). Cette vapeur quitte le condenseur sous forme de liquide saturé à la pression du condenseur (état 1).

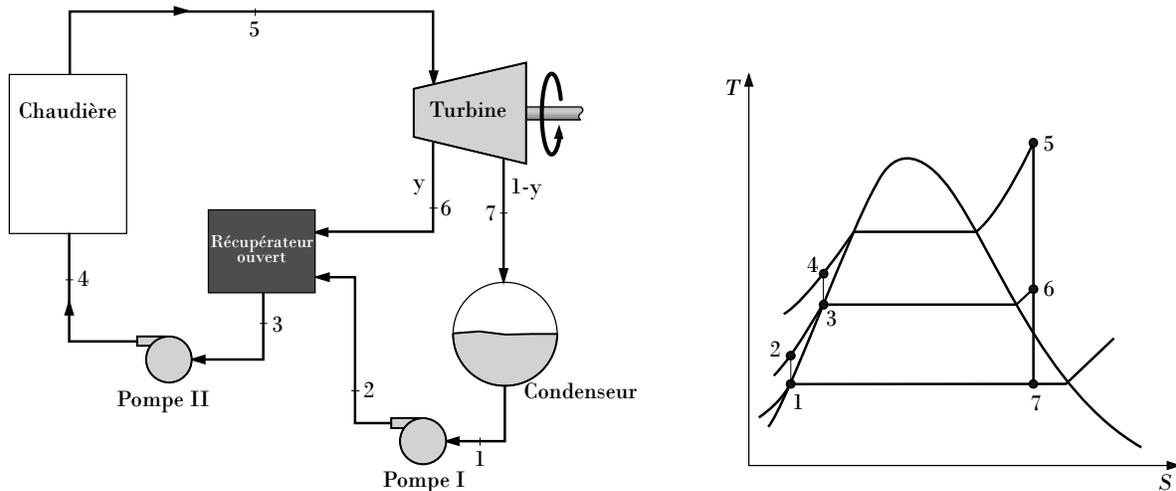


FIGURE 5.5 – Le cycle à soutirage avec un récupérateur ouvert.

L'eau condensée entre dans la pompe isentropique, où elle est comprimée à la pression du récupérateur ouvert (état 2) où elle se mélange avec la vapeur extraite de la turbine. La fraction de la vapeur extraite quitte le récupérateur sous forme de liquide saturé à la pression du régénératuer (état 3). Une deuxième pompe élève la pression de l'eau à la pression de la chaudière (état 4). Le cycle est complété par le chauffage de l'eau dans la chaudière à l'état d'entrée de turbine (état 5).

Dans l'analyse des centrales à vapeur, il est plus commode de travailler avec des quantités exprimées par unité de masse de la vapeur circulant dans la chaudière. Pour chaque 1 kg de vapeur sortant de la chaudière, (y) kg est détendue partiellement dans la turbine et est extrait à l'état 6. Le restant ($1 - y$) kg se détend complètement à la pression du condenseur. Par conséquent, les débits massiques sont différents dans les

différents composants. Si le débit massique à travers la chaudière est \dot{m} par exemple, il est $(1 - y) \dot{m}$ à travers le condenseur.

Cet aspect du cycle de Rankine régénérative devrait être considéré dans l'analyse du cycle ainsi que dans l'interprétation des zones sur le diagramme T-s.

À la lumière de la figure 5.5, les interactions de chaleur et de travail d'un cycle de Rankine régénérative avec un récupérateur ouvert peut être exprimé par unité de masse de vapeur qui coule à travers la chaudière comme suit :

$$q_{in} = (h_5 - h_4) \quad (5.13)$$

$$q_{out} = (1 - y)(h_7 - h_1) \quad (5.14)$$

$$w_{T,out} = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7) \quad (5.15)$$

$$w_{P_i n} = (1 - y)w_{PompeI,in} + w_{PompeII,in} \quad (5.16)$$

Avec,

$$y = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_5} \quad (\text{fraction de vapeur extraite})$$

$$w_{pompeI,in} = v_1(P_2 - P_1)$$

$$w_{pompeII,in} = v_3(P_4 - P_3)$$

Le rendement thermique du cycle de Rankine augmente à la suite de la régénération. En effet, la régénération augmente la température moyenne à laquelle la chaleur est transférée à la vapeur dans la chaudière par élévation de la température de l'eau avant son entrée dans la chaudière. Le rendement du cycle s'améliore davantage avec le nombre de récupérateurs. Beaucoup de grandes installations en fonctionnement aujourd'hui utilisent jusqu'à huit récupérateurs.

Régénération par échange à contact indirect (récupérateur fermé)

Un autre type de récupérateur fréquemment utilisé dans les centrales à vapeur est le récupérateur fermé, dans lequel la chaleur est transférée de la vapeur extraite à l'eau d'alimentation sans aucun mélange. Les deux fluides peuvent désormais être à des pressions différentes, car ils ne se mélangent pas. Le schéma d'une centrale thermique à vapeur avec un dispositif de récupération fermée et le diagramme T-s du cycle sont illustrés dans la figure 5.6.

Dans un récupérateur fermé idéal, l'eau d'alimentation est chauffée à la température de sortie de la vapeur extraite, qui quitte idéalement le récupérateur sous forme de liquide saturé à la pression d'extraction.

Dans les centrales réelles, l'eau d'alimentation quitte le réchauffeur à une température inférieure à la température de sortie de la vapeur extraite car une différence de température d'au moins quelques degrés est nécessaire pour tout transfert de chaleur efficace.

La vapeur d'eau condensée est ensuite soit pompée à la ligne d'eau d'alimentation ou acheminé vers un autre appareil de régénération ou au condenseur à travers un dispositif

appelé une trappe. Une trappe permet au liquide d'être détendu à une région de pression plus basse mais retient la vapeur. L'enthalpie de la vapeur d'eau reste constante pendant ce processus de détente.

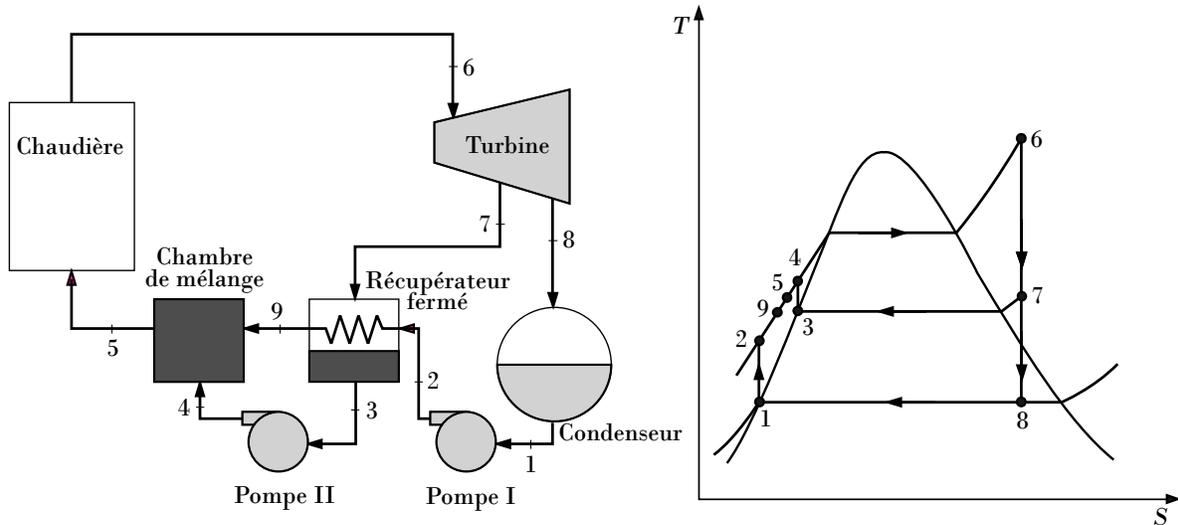


FIGURE 5.6 – Le cycle à soutirage avec un récupérateur fermé.

Les récupérateurs ouverts et fermés peuvent être comparés comme suit. Les récupérateurs ouverts sont simples et peu coûteux et ont des bonnes caractéristiques de transfert de chaleur. Ils amènent aussi l'eau d'alimentation à l'état de saturation. Cependant, pour chaque récupérateur, une pompe est nécessaire pour entraîner l'eau d'alimentation. Les récupérateurs fermés sont plus complexes en raison du réseau de tuyaux internes, et donc ils sont plus chers. Le transfert de chaleur dans des récupérateurs fermés est également moins efficace puisque les deux fluides ne sont pas en contact direct. Cependant, les récupérateurs fermés ne nécessitent pas de pompe séparée pour chaque élément puisque la vapeur extraite et l'eau d'alimentation peuvent être à des pressions différentes. La plupart des centrales à vapeur utilisent une combinaison de récupérateurs ouverts et fermés, comme le montre la figure 5.7.

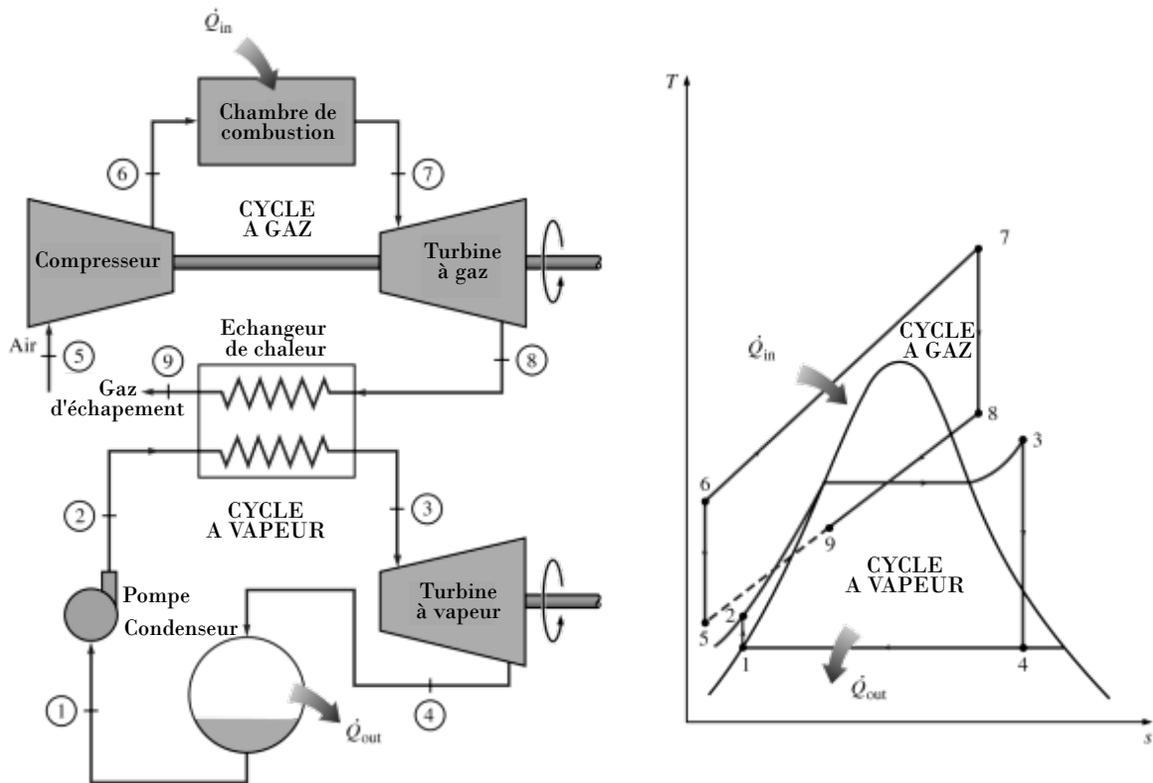


FIGURE 5.8 – Centrale électrique combinée gaz-vapeur.

Il est logique de tirer profit des caractéristiques très souhaitables du cycle de turbine à gaz à des températures élevées et d'utiliser les gaz d'échappement à haute température comme source d'énergie pour le cycle à vapeur. Il en résulte un cycle combiné gaz-vapeur, comme le montre la figure 5.8. Dans ce cycle, l'énergie est récupérée des gaz d'échappement en la transférant à la vapeur dans un échangeur de chaleur qui sert de chaudière. En général, plus d'une turbine à gaz est nécessaire pour fournir suffisamment de chaleur à la vapeur. En outre, le cycle à vapeur peut impliquer la régénération ainsi que le réchauffage. L'énergie nécessaire pour le processus de réchauffage peut être fournie en brûlant un peu de carburant supplémentaire dans les gaz d'échappement riches en oxygène.

L'évolution récente de la technologie des turbines à gaz a rendu le cycle combiné gaz-vapeur économiquement très attractif. Le cycle combiné augmente le rendement sans augmenter considérablement le coût initial. Par conséquent, de nombreuses nouvelles centrales fonctionnent sur des cycles combinés, et de nombreuses autres centrales de turbines à vapeur ou à gaz existantes sont converties en centrales à cycle combiné. Les rendements thermiques bien supérieurs à 40 % sont rapportés à la suite de la conversion.

CHAPITRE 6

Cycle Ericsson et cycle Stirling

6.1 Cycle Ericsson

Le refroidissement intermédiaire, le réchauffage et la régénération permettent d'améliorer considérablement le rendement thermique des centrales thermiques à turbine à gaz. Il y a une limite économique au nombre d'étages qui peuvent être utilisés, et normalement il n'y en a pas plus de deux ou trois. Néanmoins, il est instructif d'envisager la situation où le nombre d'étages de refroidissement intermédiaire et de réchauffage devient très grand. La figure 6.1(a) montre un cycle idéal de turbine avec plusieurs étages de compression et de détente et un régénérateur dont l'efficacité est de 100 %. Chaque refroidisseur intermédiaire est supposé ramener le fluide de travail à la température T_F à l'entrée du premier étage de compression et chaque réchauffeur ramène le fluide de travail à la température T_C à l'entrée du premier étage de turbine. Le régénérateur permet d'obtenir l'apport de chaleur pour le procédé 2-3 à partir de la chaleur rejetée dans le procédé 4-1. En conséquence, toute la chaleur apportée de l'extérieur se produit dans les réchauffeurs, et toute la chaleur rejetée dans l'environnement se produit dans les refroidisseurs intermédiaires.

À la limite, étant donné qu'un nombre infini d'étages de réchauffage et de refroidisseurs intermédiaires est utilisé, toute la chaleur apportée se produit lorsque le fluide de travail est à sa température maximale, T_C , et toute la chaleur rejetée se produit lorsque le fluide de travail est à sa température minimale, T_F . Le cycle limite, illustré à la figure 6.1(b), est appelé cycle Ericsson. Puisque l'on suppose que les irréversibilités sont absentes et que toute la chaleur est fournie et rejetée de manière isotherme, le rendement thermique du cycle Ericsson est égal à celui de tout cycle thermique réversible fonctionnant avec un apport de chaleur à la température T_C et un rejet de chaleur à la température T_F :

$$\eta_{max} = 1 - \frac{T_F}{T_C} \quad (6.1)$$

Cette expression a été appliquée précédemment pour évaluer l'efficacité thermique des cycles de Carnot. Bien que les détails du cycle Ericsson diffèrent de ceux du cycle

de Carnot, les deux cycles ont la même valeur du rendement thermique lorsqu'ils fonctionnent entre les températures T_C et T_F .

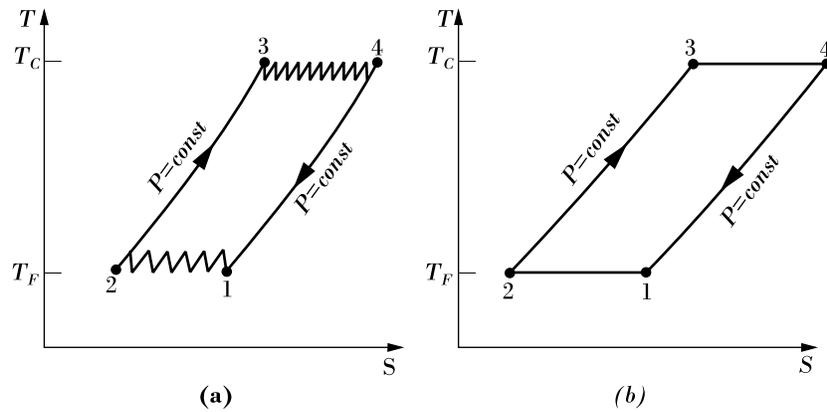


FIGURE 6.1 – Le cycle d'Ericsson comme limite du fonctionnement d'une turbine à gaz utilisant une compression multi-étagée, une détente multi-étagée, et régénération.

La figure 6.2 présente un système à débit permanent fonctionnant sur un cycle Ericsson. Ici, les processus de détente et de compression isothermes sont exécutés dans un compresseur et une turbine, respectivement, et un échangeur de chaleur à contre-courant sert de régénérateur. Les écoulements des fluides chaud et froid entrent dans l'échangeur de chaleur par des extrémités opposées et un transfert de chaleur se produit entre les deux écoulements. Dans le cas idéal, la différence de température entre les deux écoulements ne dépasse pas une valeur différentielle en tout point, et l'écoulement de fluide froid quitte l'échangeur de chaleur à la température d'entrée de l'écoulement chaud.

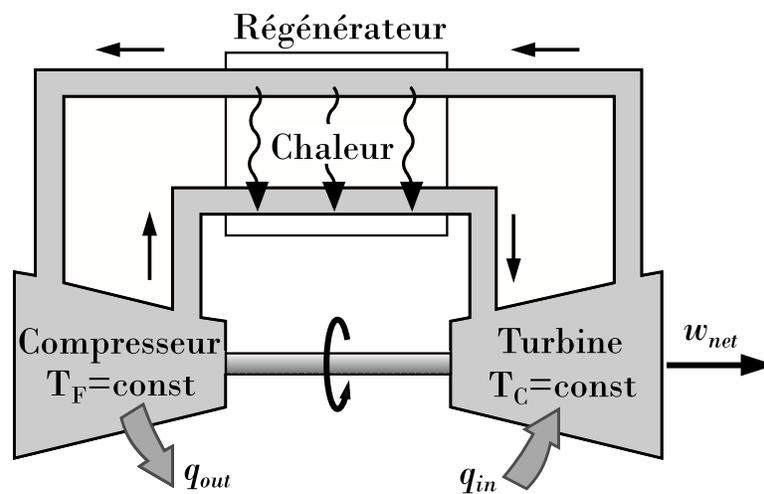


FIGURE 6.2 – Un moteur Ericsson à débit permanent.

6.2 Cycle Stirling

Un autre cycle qui emploie un régénérateur est le cycle de Stirling, représenté sur les diagrammes P-v et T-s de la figure 6.3. Le cycle consiste en quatre processus réversibles :

- Compression isotherme de l'état 1 à l'état 2 à la température T_F .
- Chauffage à volume constant de l'état 2 à l'état 3
- Détente isotherme de l'état 3 à l'état 4 à la température T_C .
- Refroidissement à volume constant de l'état 4 à l'état 1 pour terminer le cycle.

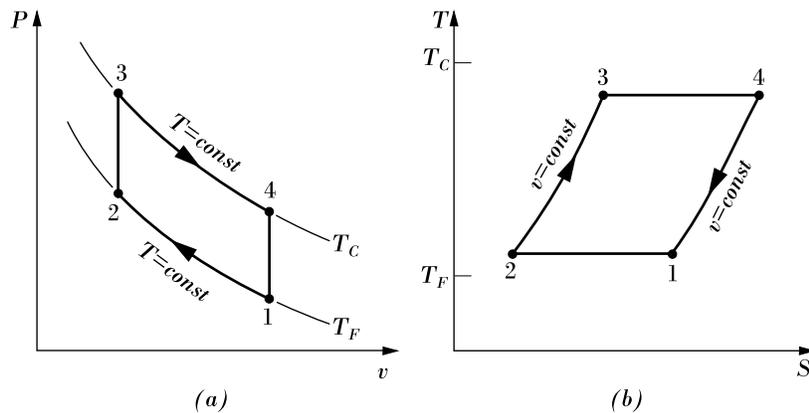


FIGURE 6.3 – Diagrammes P-v et T-s du cycle de Stirling

Un régénérateur dont l'efficacité est de 100 % permet d'utiliser la chaleur rejetée pendant le processus 4-1 comme apport de chaleur dans le processus 2-3. En conséquence, toute la chaleur apportée au fluide de travail de l'extérieur serait produite dans le processus isotherme 3-4 et toute la chaleur rejetée dans l'environnement serait produite dans le processus isotherme 1-2. On peut donc conclure que le rendement thermique du cycle de Stirling est donné par la même expression que pour les cycles Carnot et Ericsson.

L'exécution du cycle de Stirling nécessite un matériel plutôt innovant. Les moteurs Stirling actuels, y compris le moteur original breveté par Robert Stirling, sont lourds et compliqués. L'exécution du cycle de Stirling dans un système fermé est expliquée à l'aide du moteur hypothétique illustré dans la figure 6.4.

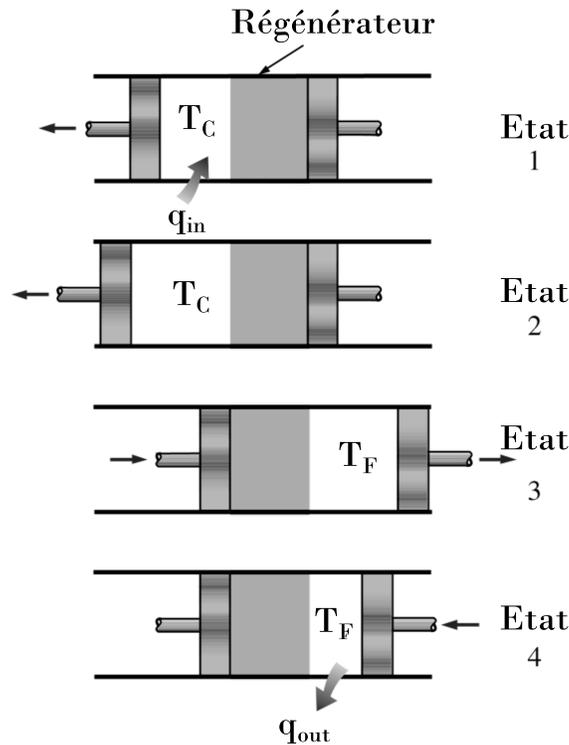


FIGURE 6.4 – L'exécution du cycle Stirling.

Ce système se compose d'un cylindre avec deux pistons de chaque côté et un régénérateur au milieu. Le régénérateur peut être un fil métallique, une grille en céramique ou tout autre type de bouchon poreux ayant une masse thermique élevée (masse multipliée par la chaleur spécifique). Il est utilisé pour le stockage temporaire de l'énergie thermique. La masse du fluide de travail contenu dans le régénérateur à tout moment est considérée comme négligeable.

Initialement, la chambre de gauche abrite la totalité du fluide de travail (un gaz), qui est à une température et une pression élevées. Au cours du processus 1-2, la chaleur est transférée au gaz à T_C à partir d'une source à T_C . Au fur et à mesure que le gaz se dilate de manière isotherme, le piston de gauche se déplace vers l'extérieur, effectuant un travail, et la pression du gaz diminue.

Au cours du processus 2-3, les deux pistons sont déplacés vers la droite à la même vitesse (pour maintenir le volume constant) jusqu'à ce que la totalité du gaz soit forcée dans la chambre de droite. Lorsque le gaz traverse le régénérateur, la chaleur est transférée au régénérateur et la température du gaz chute de T_C à T_F . Pour que ce processus de transfert de chaleur soit réversible, la différence de température entre le gaz et le régénérateur ne doit pas dépasser une quantité différentielle dT en tout point. Ainsi, la température du régénérateur sera T_C à l'extrémité gauche et T_F à l'extrémité droite du régénérateur lorsque l'état 3 est atteint.

Pendant le processus 3-4, le piston droit est déplacé vers l'intérieur, ce qui comprime le gaz. La chaleur est transférée du gaz vers un réservoir à la température T_F de sorte que la température du gaz reste constante à T_F alors que la pression augmente.

Enfin, au cours du processus 4-1, les deux pistons sont déplacés vers la gauche à la même vitesse (pour maintenir le volume constant), forçant tout le gaz dans la chambre de gauche. La température du gaz augmente de T_F à T_C lorsqu'il traverse le régénérateur et récupère l'énergie thermique qui y a été stockée au cours du processus 2-3. Le cycle est ainsi terminé.

Les cycles Ericsson et Stirling présentent principalement un intérêt théorique en tant que modèles de cycles ayant le même rendement thermique que le cycle de Carnot. Cependant, un moteur pratique de type piston-cylindre fonctionnant selon un cycle régénératif fermé ayant des caractéristiques communes avec le cycle de Stirling a été étudié au cours des dernières années. Ce moteur est connu sous le nom de moteur Stirling. Le moteur Stirling offre la possibilité d'obtenir un rendement élevé tout en réduisant les émissions de produits de combustion, car la combustion se produit à l'extérieur et non dans le cylindre comme pour les moteurs à combustion interne. Dans le moteur Stirling, l'énergie est transférée au fluide de travail à partir des produits de combustion, qui sont maintenus séparés. Il s'agit d'un moteur à combustion externe.

Bibliographie

- [çB06] ÇENGEL, Y. A. et BOLES, M. A. *Thermodynamics An Engineering Approach*. 5th Edition. Tata McGraw-Hil, 2006.
- [MS06] MORAN, M. J. et SHAPIRO, H. N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5th Edition. John Wiley & Sons, 2006.