

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique Université de Tahri Mohamed- Béchar Faculté de Technologie Département de Génie Mécanique		وزارة التعليم العالي و البحث العلمي جامعة طاهري محمد- بشار كلية التكنولوجيا قسم الهندسة الميكانيكية
--	---	--

POLYCOPIE

Conversion d'Energie

NIVEAU 3LGME

Présenté par :

Dr :Lairedj Abdelaziz

Jury d'experts

Pr : Mehdaoui Rezli

Pr : Nabou Mohammed

Année universitaire 2019/2020

Sommaire

A. RAPPEL DE THERMODYNAMIQUE.....	5
A.a Une brève introduction à la thermodynamique :	6
A.b Fonctions d'état, variables d'état.....	6
- Grandeur extensive : dépend de la taille du système (m, N, volume, charge, débit,)	7
A.c Premier Principe de la Thermodynamique	7
A.c.a Énergies d'un système.....	7
A.d Transformations d'un gaz parfait	7
A.d.a Transformation isochore d'un G.P. (à volume constant).....	7
A.d.b Transformation isobare d'un G.P. (à pression constante).....	8
A.d.c Transformation isotherme d'un G.P. (à température constante).....	8
INTRODUCTION.....	9
CHAPITRE I LES CYCLES DE PUISSANCE A UNE SEULE PHASE :	10
I.1 DEFINITION.....	10
I.2 LE CYCLE DE CARNOT :.....	10
I.6 LES DIFFERENTS TEMPS DU CYCLE	12
I.7 LE CYCLE D'OTTO	14
I.7.1 BILAN DU CYCLE	15
I.8 CYCLE DE DIESEL.....	15
I.8.1 BILAN DU CYCLE	16
Remarque :	16
I.9 CYCLE MIXTE	16
I.10 CYCLE DE STIRLING ET ERICSSON	17

I.11	CYCLE DE BRAYTON	20
I.11.1	BILAN DU CYCLE	21
I.1	CYCLE DE BRAYTON AVEC REGENERATION	21
I.11.3	CYCLE DE BARYTON AVEC REFROIDISSEMENT INTERMEDIAIRE, RECHAUFFAGE INTERMEDIAIRE ET REGENERATEUR	22
I.12	COMPARAISON DE CYCLES	24
I.13	DIFFERENTS COMPOSANTS D'UNE CENTRALE THERMIQUE A GAZ.....	24
CHAPITRE II	LES CYCLES DE PUISSANCE A DEUX PHASES.	26
II.1	DEFINITION	26
II.2	LE CYCLE DE RANKINE.....	26
II.2.1	BILAN ENRGETIQUE ET LE RENDEMENT THERMIQUE DU CYCLE DE RANKINE IDEAL	28
II.3	LE CYCLE DE HIRN :	28
II.4	LA COGENERATION:.....	29
II.5	CYCLE A RESURCHAUFFE	30
II.6	CYCLE AVEC SOUTIRAGE.....	32
II.7	CYCLE COMBINE	33
II.8	LES CENTRALES NUCLEAIRES	34
II	LA REACTION DE FISSION	35
III	L'EXERGIE ET LANALYSE EXERGETIQUE DES SYSTEMES THERMODYNAMIQUES.....	36
III.1	DEFINTION	36
III.2	L'EXERGIE DETRUITE	37
III.3	LE RENDEMENT DES MACHINES.....	37
III.4	EXEMPLE D'EXERGIE.....	38
III.1	BILAN D'EXERGIE	38

Chapitre IV	THERMODYNAMIQUES DE LA COMBUSTION	39
IV.1	DEFINTION	39
IV.2	COMBUSTION STœCHIMETRIQUE	41
IV.3	LA COMBUSTION EN EXCES D'AIR	42
IV.3.1	PROPRIETES DE COMBUSTIONS	42
IV.4	LA LOI DE DALTON	44
IV.6	METHODE DE KAY	45
IV.7	PRODUITS DE COMBUSTION.....	45
IV.7.1	.POUR LES MOTEURS ESSENCES	46
IV.7.2	POUR LES MOTEURS DIESEL	47
V.5	Applications	48
V.1	Exercices.....	48
V.2	EXERCICES RESOLUS	52
V.3	EXERCICES NON RESOLUS	55
CONCLUSIONS		59
Références		61

B. Rappel de thermodynamique

Chaque théorie, chaque partie de la science que les étudiants découvrent à l'Université A son histoire ; Connaître l'histoire de cette science, ses versions antérieures, La thermodynamique n'échappe pas à cette règle. C'est une qui naît à la fin du XVIIème siècle. D. Papin (physicien français, 1714) imagine alors l'ancêtre des machines à vapeur (figure R.1 ci-dessous : le piston à vapeur).

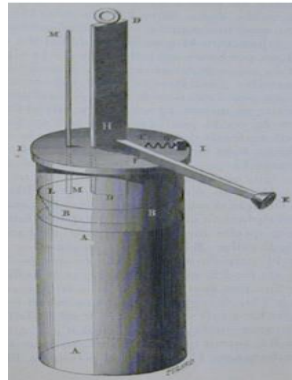


Fig. R.1 le piston à vapeur. [12]

L'essentiel était à l'époque de construire les machines indispensables à l'industrie naissante. On dit que Denis Papin eut l'idée de construire une machine utilisant la vapeur d'eau en regardant bouillir de l'eau dans une marmite. La vapeur soulevant le couvercle, elle pouvait donc aussi repousser un piston et ainsi fournir du travail. La motivation initiale était donc de répondre à un besoin industriel essentiel à l'époque : trouver les conditions optimales pour

« Transformer » la « chaleur » en « travail ». Qui signifient respectivement chaleur et force.

Pour comprendre la version actuelle de la théorie. A l'époque, on s'intéressait davantage à la machine thermique qu'à l'eau qui sert à la faire fonctionner. Entre le travail de D. Papin et la thermodynamique moderne telle qu'elle est enseignée aujourd'hui, plusieurs étapes importantes vont marquer son histoire :

- en 1824, Nicolas Léonard Sadi Carnot (physicien français, 1796- 1832) développe les premières réflexions sur « la puissance motrice du feu et des machines propres à développer cette puissance ».
- en 1860 : une nouvelle étape importante est franchie par James Prescott Joule (physicien et industriel anglais, 1818-1889). Il énonce le principe fondateur de la

thermodynamique. « L'énergie se conserve, et tout travail peut être intégralement transformé en chaleur » ((le premier principe de la thermodynamique))

➤ en 1865 : Rudolph Clausius (physicien allemand, 1822-1888) précise que l'on ne peut pas faire n'importe quoi même si l'énergie se conserve. Il énonce le second principe de la thermodynamique

➤ en 1875 : les travaux de Ludwig Boltzmann (physicien autrichien, 1844-1906) Il introduit la célèbre relation définissant l'entropie d'un système.

➤ en 1880 : Josiah Williard Gibbs (physicien américain, 1839-1903) généralise le raisonnement de Boltzmann et définit les fonctions d'état énergie libre, enthalpie libre

A.a Une brève introduction à la thermodynamique :

La thermodynamique traite de l'énergie et de ses transformations, en particulier chaleur et le travail mécanique

- Les principes thermodynamiques expriment des restrictions universelles que la nature impose à ses transformations
- La thermodynamique est une théorie extrêmement générale applicable à des systèmes possédant des caractéristiques mécaniques, chimiques ou physiques

A.b Fonctions d'état, variables d'état

Dans un état d'équilibre thermodynamique, un système physique peut être décrit par un petit nombre de paramètres :

a. Les fonctions d'état.

Parmi celles-ci, certaines sont des grandeurs mesurables, les variables d'état :

- n : nombre de particules, -
- V : volume du système, -
- T : température,
- P : pression
- U : énergie interne,
- H : enthalpie

Les relations liant ces grandeurs sont les équations d'état du système.

a. Les variables d'état.

Parmi ces variables, on distingue les grandeurs intensives et extensives :

- Grandeur intensive : ne dépend pas de la taille du système (P , T , ρ , vitesse, ...)

- Grandeur extensive : dépend de la taille du système (m, N, volume, charge, débit,)

A.c Premier Principe de la Thermodynamique

- Le premier principe de la thermodynamique exprime la conservation de l'énergie de l'ensemble (système + milieu extérieur)

A.c.a Énergies d'un système

L'énergie est un concept abstrait rendant compte de la capacité d'un système à se transformer. Cette grandeur, dont les dimensions, se présente sous différentes formes : énergie mécanique, chaleur, travail, énergie,

L'énergie d'un système se décompose en :

Énergie interne U , liée aux interactions et mouvements entre les particules constitutives du système.

Le système peut échanger de l'énergie avec son environnement extérieur sous deux formes :

- travail,
- chaleur.

Pour un système fermé limité par une surface au travers de laquelle peuvent s'effectuer des échanges énergétiques.

- si le passage de l'état 1 vers l'état 2 est adiabatique c.à.d. qu'il ne fait pas intervenir d'échange de chaleur avec l'extérieur, alors la variation d'énergie interne est alors due au travail des forces extérieures :

$$\Delta U = W \quad (R.1)$$

- si le système n'est pas soumis au travail d'une force extérieure :

$$\Delta U = Q \quad (R.2)$$

A.d Transformations d'un gaz parfait

A.d.a Transformation isochore d'un G.P. (à volume constant)

Seules les variables P et T varient ; Comme le volume est constant, le travail des forces de pression extérieures est nul : le système passe d'un état 1 à un état 2 en échangeant de la chaleur. L'équation d'état peut s'écrire :

$$nRT/p = V = Cte \quad (R.3)$$

$$T/p = Cte; \quad T_1/p_1 = T_2/p_2 \quad (\text{Loi de Gay-Lussac}) \quad (R.4)$$

La variation d'énergie interne est égale à la chaleur reçue à volume constant :

$$\Delta U = Q_V ; w = 0 \quad (R.5)$$

On définit la capacité calorifique à volume constant C_V par :

$$\delta Q = C_V \delta T \quad (\text{R.6})$$

A.d.b Transformation isobare d'un G.P. (à pression constante)

Seules les variables V et T varient, le système passe d'un état 1 à un état 2 en échangeant de la chaleur et du travail par l'intermédiaire des forces de pression extérieures.

L'équation d'état peut s'écrire :

$$nRT/V = P = \text{Cte} \quad (\text{R.7})$$

$$T/V = \text{Cte}; \quad T_1/V_1 = T_2/V_2 \quad (\text{Loi de Charles}) \quad (\text{R.8})$$

La pression étant constante et égale à la pression extérieure, le travail reçu par le système est donnée par le premier principe :

$$\Delta U = U_2 - U_1 = W + Q = -P_{\text{ext}}(V_2 - V_1) + Q \quad (\text{R.9})$$

On définit ainsi une nouvelle fonction d'état, l'enthalpie $H(U, P, V)$:

$$H = U + PV \quad (\text{R.10})$$

• À pression constante, la chaleur mise en jeu, qui n'est pas une fonction d'état, devient égale à la variation de la fonction d'état enthalpie H :

$$Q = H_2 - H_1 \quad (\text{R.11})$$

La variation de cette fonction ne dépend que de l'état final et de l'état initial du système et est indépendante du chemin suivi par la transformation.

• On définit la capacité calorifique à pression constante C_P par :

$$\delta Q = C_P \delta T \quad (\text{R.12})$$

• on définit $\gamma = C_P/C_V$ toujours > 1 (R.13)

A.d.c Transformation isotherme d'un G.P. (à température constante)

Seules les variables P et V varient, le système passe d'un état 1 à un état 2 en échangeant de la chaleur et l'environnement impose sa température.

L'équation d'état peut s'écrire :

$$PV = nRT = \text{Cte} \quad (\text{R.14})$$

$$PV = \text{Cte}, \quad P_1/V_1 = P_2/V_2 \quad (\text{Loi de Boyle-Mariotte}) \quad (\text{R.15})$$

INTRODUCTION

La conversion d'énergie est traitée principalement par la science de la thermodynamique. Comme toutes les sciences naturelles, elle repose sur des lois formulées à la suite d'observation expérimentale.

Le premier principe de la thermodynamique est la loi de la conservation de l'énergie, considère l'énergie comme variable thermodynamique et assure que l'énergie est l'aptitude à faire du travail par contre, la deuxième loi de la thermodynamique affirme la qualité de l'énergie ainsi que les évolutions réels qui se produisent dans le sens de la qualité décroissante de l'énergie.

Un système thermodynamique est fermé si aucune masse ne traverse ses frontières

C'est-à-dire pas d'écoulement ainsi un système thermodynamique est isolé si ni masse ni énergie ne peuvent traverser ses frontières et un système thermodynamique est ouvert si la masse traverse les frontières qui définissent le volume de contrôle qui le représente.

Les variables thermodynamiques intensives sont indépendantes de la masse, alors que les variables thermodynamiques extensives proportionnellement à la masse.

Un système en équilibre thermodynamique est un système en équilibre par rapport à tout changement possible de la sorte un système décrit un cycle en passant par une suite d'évolution différents pour revenir à son état initial.

Les machines thermiques à combustion interne peuvent revêtir des formes très différentes selon les mécanismes utilisés pour réaliser le cycle thermodynamique choisi soient cycles à 2 et 4 temps. Le classement pratique initial des machines thermiques soit :

1) Moteur à capsulime : Ces moteurs, généralement à pistons, se divisent eux-mêmes en : * Moteurs à combustion ou à allumage commandé. Le démarrage de la combustion est produit par une étincelle électrique.

* Moteurs Diesel ou à allumage par compression. Le début de la combustion est produit par la haute température des gaz dans le cylindre

2) Turbine à gaz : Le fluide moteur circule en régime permanent de manière à réaliser le cycle thermodynamique choisi, à travers un ou des compresseurs, une ou des chambres de combustion, une ou des turbines et un ou des échangeurs de

chaleur.

CHAPITRE I LES CYCLES DE PUISSANCE A UNE SEULE PHASE :

I.1 DEFINITION.

Sont des cycles de puissance dans lesquels le fluide moteur demeure toujours en phase gazeuse.

I.2 LE CYCLE DE CARNOT :

Le cycle Carnot est un cycle réversible composé de quatre transformations réversibles, deux isothermes et deux adiabatiques.

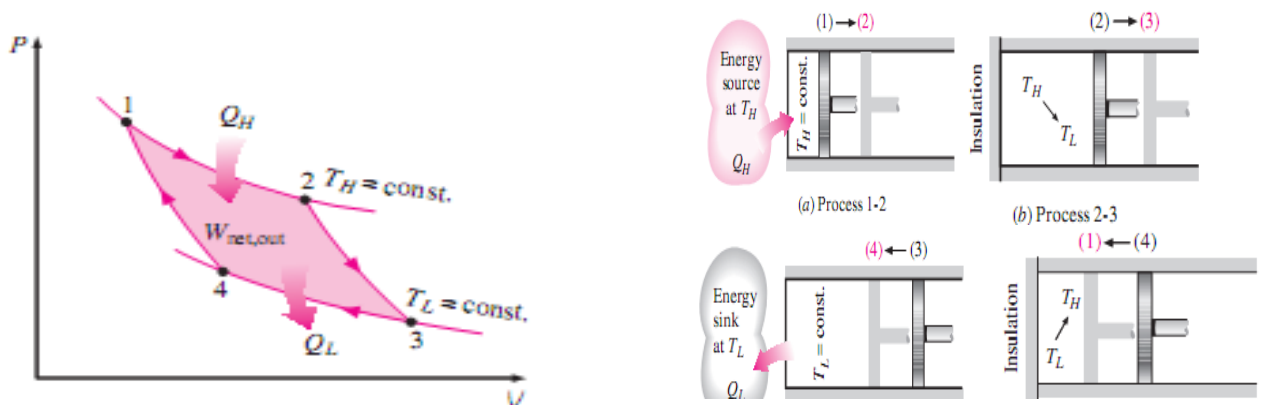


Fig. I.1 Cycle de Carnot et leur diagramme P-V [9]

a. Le système part du point « 1 » à la température T_H . Le gaz est soumis à une détente isotherme de « 1 » à « 2 » tout en restant en contact avec une source chaude à la température T_H . Durant ce processus, l'énergie interne du gaz parfait, qui dépend uniquement de sa température, ne varie pas. Le gaz absorbe une quantité de chaleur Q_H et accomplit une quantité égale de travail W_{12} sur le piston.

b. On supprime la source chaude et on isole thermiquement le système du milieu extérieur. Le gaz est soumis à une détente adiabatique ($Q = 0$) de « 2 » à « 3 ». Il effectue un travail positif W_{23} , aux dépens de son énergie interne jusqu'à ce que la température tombe à T_L .

Où T_H et T_L sont les températures absolues des sources à haute (High) et à basse (Low) température, respectivement

c. Le gaz est mis en contact avec la source froide à la température T_L et il subit une compression isotherme de « 3 » à « 4 ». Le gaz effectue un travail négatif

W_{34} et cède une quantité égale de chaleur Q_L) à la source froide.

d. La dernière étape est une compression adiabatique de « 4 » à « 1 » durant laquelle la température monte jusqu'à T_H . Le travail adiabatique effectué par le gaz est égal à l'opposé du travail de l'étape b, c'est-à-dire $W_{41} = -W_{23}$, parce que les variations d'énergie interne ont la même valeur absolue.

Théorème de Carnot :

Carnot énonça le théorème suivant : Tous les moteurs réversibles fonctionnant entre deux sources de chaleurs chaude et froide donnent le même rendement.

Par conséquent, le rapport $\frac{Q_H}{Q_L}$ peut être remplacé par $\frac{T_H}{T_L}$ pour les machines réversibles,

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{rev} = \left(\frac{T_H}{T_L}\right) \quad (I.1)$$

Un moteur thermique fonctionnant sur le cycle de Carnot réversible est appelé un moteur thermique de Carnot. Le rendement de Carnot $\eta_{th,rev}$ d'un moteur thermique est défini comme étant le travail fourni divisé par la chaleur absorbée est donné par

$$\eta_{th,rev} = \frac{w}{Q_L} = 1 - \frac{T_H}{T_L} \quad (I.2)$$

C'est le rendement maximal d'un moteur thermique en fonctionnement entre deux sources aux températures T_H et T_L .

I.3 LES MACHINES A COMBUSTION INTERNE

Dans les machines à combustion interne, la combustion s'effectue au sein même du fluide moteur. C'est le même fluide qui repousse le piston et qui subit une combustion. Exemples moteur à essence et moteur Diésel...

La conception des moteurs à combustion interne remonte à la deuxième partie du 19^e siècle. Le premier moteur à explosion industriel est le moteur à gaz réalisé par Lenoir en 1859.

Son rendement ne devint bon que lorsqu'Otto lui appliqua en 1877 la compression imaginée par Beau de Rochas. Ces moteurs sont à 2 ou à 4 temps.

La combustion est provoquée soit :

- Par une étincelle à un instant donné (moteur à essence)
- par pulvérisation du carburant dans l'air chaud sous pression

➤ Quelques propriétés du moteur à combustion interne.

Le moteur à combustion interne est caractérisé par :

- Un taux de compression faible pour les à essence (8 à 10), plus élevé (pour le moteur diésel).
- Une préparation du mélange du combustible (carburateur ou injection)
- Un allumage du mélange combustible en fin de compression pour les moteurs à essence.
- Une combustion produisant des polluants NO_2 ; CO_2
- Un diamètre du cylindre compris entre quelques mm et 200 mm maximum.

I.4 LES MACHINES A COMBUSTION EXTERNE

Le moteur à énergie externe ou moteur à combustion externe est une machine thermique où l'énergie est fournie par deux sources de température externes (une chaude et une froide) et convertie en énergie mécanique par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur subissant un cycle thermodynamique fermé. Aucune combustion n'a lieu à l'intérieur du moteur et le fluide demeure confiné dans le moteur.

Ces moteurs sont aussi connus sous le nom de « moteurs à air chaud » car ils utilisaient l'air comme fluide de travail. Aujourd'hui, d'autres fluides sont plus largement utilisés comme l'hydrogène, l'hélium ou l'azote, ce qui fait que l'expression « moteur à air chaud » tend à disparaître.

I.5 DEVELOPPEMENT CHRONOLOGIQUE

1816 et 1833: Cycle de Stirling et Ericsson moteur thermique à apport de chaleur externe.

1860 : Cycle de Lenoir moteur à deux temps avec piston à double effet, la pression agissant à chaque demi-tour sur l'une des faces du piston.

1862 : Cycle de Beau de Rochas. Beau de Rochas propose un moteur à quatre temps. La même année Otto (Allemagne) réalise le moteur à quatre temps.

1892 : Cycle Diésel. Diésel dépose un brevet sur un moteur à allumage **par compression**. A l'origine il souhaitait brûler de la poussière de charbon dans de l'air surchauffé et comprimé. Son moteur commencera à fonctionner avec une injection d'huile lourde.

I.6 LES DIFFERENTS TEMPS DU CYCLE

Temps 1 : admission

L'admission est un temps complet de la marche du moteur : elle s'étale sur plus de 180° vilebrequin. Elle se produit alors que le piston descend du PMH au PMB, créant ainsi une dépression dans le cylindre et l'aspiration du mélange carburé. A cause de

l'inertie des masses gazeuses admises, le remplissage des cylindres ne se réalise pas complètement : le taux de remplissage naturel d'un moteur est inférieur à l'unité. Pour améliorer ce taux, une avance à l'ouverture de la soupape d'admission est effectuée avant le PMH (AOA = avance ouverture admission). De même, à la fin du temps d'admission, un retard à la fermeture de la soupape d'admission est apportée après le PMB (RFA = retard fermeture admission). Il permet un meilleur remplissage du cylindre en bénéficiant de l'inertie des gaz. Ces décalages sont de quelques degrés et leur importance dépend de la gamme du régime de fonctionnement du moteur : ils sont plus élevés pour les hauts régimes. La quantité de mélange admis dépend de l'ouverture du papillon, qui détermine aussi la pression régnant en amont des soupapes. Dans un moteur AC, la charge du moteur est donc une fonction croissante, mais non linéaire de la pression d'admission (appelée souvent dépression admission).

Temps 2 : Compression – allumage

La compression ne commence qu'à la fermeture de la soupape d'admission et se termine au moment de l'inflammation du combustible. La pression à la fin de la compression est inférieure à la valeur théorique. Cette compression n'est pas adiabatique en raison des échanges de chaleur avec les parois ; elle est en fait polytropique de coefficient de l'ordre de 1,35 à 1,39. L'étincelle est provoquée avec une avancée à l'allumage (AA = avance à l'allumage) avant le PMH (10° à 20° vilebrequin), afin de prendre en compte le délai nécessaire au développement de la combustion pour que celle-ci soit) peu près terminée au voisinage du PMH.

Temps 3 : Combustion – détente

La combustion est essentielle ; c'est en effet d'elle que vont dépendre les fatigues mécaniques et thermiques du moteur et par suite sa longévité. La combustion se développe et la pression croît rapidement pour atteindre normalement son maximum une dizaine de degrés après le PMH, atteignant des valeurs supérieures à 60 bars à pleine charge. Les gaz sont alors très chauds (1500 à 2000K, jusqu'à 3000K) et les transferts thermiques vers les parois intenses

La détente n'est pas adiabatique. Le coefficient polytropique est de l'ordre de 1,33. La pression et la température des gaz décroissent en même temps que du travail est fourni au piston. A la fin de la détente, on apporte une avance à l'ouverture de la soupape d'échappement, peu avant le PMB (AOE = avance ouverture échappement), pour éviter les contrepressions à la remontée du piston et accélérer l'équilibre des

pressions intérieure et extérieure au cylindre. Cette ouverture prématurée fait baisser la pression au PMB par rapport au diagramme théorique. Remarque : si le mélange est pauvre, la combustion peut se prolonger et durer jusqu'à l'ouverture de la soupape d'admission, on a alors des retours de flamme au carburateur.

Temps 4 : Echappement

La phase d'échappement commence à l'OE et finit à la FE s'il n'y a pas de croisement de soupapes ou alors à l'OA s'il y a croisement (pour les moteurs suralimentés). Ce croisement est d'autant plus important que le moteur doit être performant à haut régime. Les gaz de combustion s'évacuent, au début sous l'effet de leur propre pression, puis sous la poussée du piston qui remonte. La vitesse des gaz est importante, elle peut atteindre 700 m/s. A la fin du temps d'échappement on peut apporter un retard à la fermeture de l'échappement, après le PMH (RFE = retard fermeture échappement) pour chasser plus complètement les gaz brûlés en bénéficiant de l'inertie.

1.7 LE CYCLE D'OTTO

Le cycle Otto est le cycle idéal pour les moteurs alternatifs à allumage commandé. Otto, qui a construit un moteur à quatre temps réussi 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 exécute quatre courses complètes (deux cycles mécaniques) à l'intérieur du cylindre, et le vilebrequin effectue deux tours pour chaque cycle thermodynamique. Ces moteurs sont appelés moteurs à combustion interne à quatre temps.

Le cycle résultant, qui ressemble étroitement aux conditions réelles de fonctionnement, est le cycle Otto idéal (voir figure I.3). Il se compose de quatre évolutions suivantes :

- 1-2 Compression isentropique
- 2-3 Chaleur ajoutée à volume constant
- 3-4 Détente isentropique
- 4-1 Chaleur évacuée à volume constant

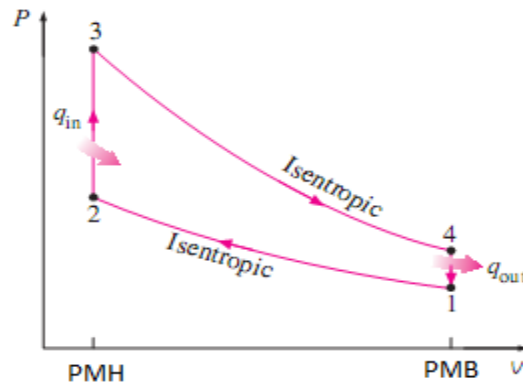


Fig. I.2 Diagramme P-V du cycle Otto [9]

Où PMH et PMB sont les points morts haut et points morts bas, respectivement

Le rapport volumétrique de compression ou le taux de compression est

$$\rho = V_1/V_2 = V_{PMB}/V_{PMH}.$$

(I.3)

Avec $\gamma = \frac{c_P}{c_V}$ est le rapport de chaleur massique

I.7.1 BILAN DU CYCLE

Travail net	$w_{net} = q_{in} - q_{out}$
Chaleur de combustion	$q_{in} = C_v(T_3 - T_2), \quad q_{out} = C_v(T_4 - T_1)$
Rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}}$

Le rendement thermique ne dépend que du taux volumétrique de compression ρ . Plus ce rapport est grand, plus le rendement thermique η_{th} est élevé. Mais si la température T_2 et la pression P_2 augmentent trop, il y a risque d'auto-inflammation du mélange (avant l'allumage)

I.8 CYCLE DE DIESEL

Cycle de Rudolf Diesel (1897). La combustion s'effectue à pression constante.

Ces moteurs sont appelés moteurs à combustion interne à quatre temps.

La transformation de combustion dans le cycle Diesel idéal est approximativement une transformation d'addition de chaleur à pression constante dans la 2^{ème} évolution 2-3. En fait, c'est la seule évolution où les cycles Otto et Diesel diffèrent. Les trois transformations restants sont les mêmes pour les deux cycles idéaux. C'est-à-dire que

La 1^{re} évolution 1-2 est une compression isentropique,

3^{ème} évolution 3-4 est une détente isentropique

4^{ème} évolution 4-1 est un rejet de chaleur à volume constant.

La similitude entre les deux cycles est également apparente sur les diagrammes P-v et T-s du cycle Diesel

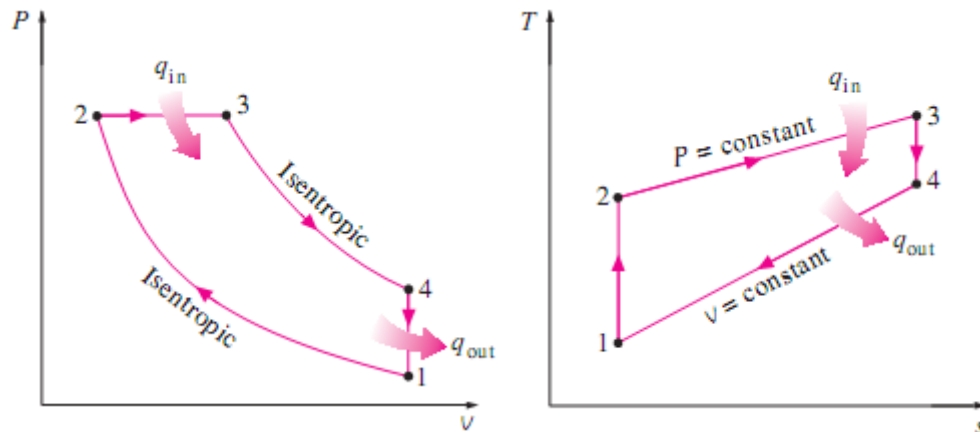


Fig. I.3 Diagramme P-V et T-s du cycle Diesel [9]

Nous définissons maintenant $\epsilon = V_3/V_2$ comme étant le rapport du volume du cylindre après la combustion à celui avant la combustion.

I.8.1 BILAN DU CYCLE

Travail net	$w_{net} = q_{in} - q_{out}$
Chaleur de combustion	$q_{in} = C_p(T_3 - T_2), \quad q_{out} = C_v(T_4 - T_1)$
Rendement thermique	$\eta_{th} = \frac{W_{utile}}{q_{in}} = 1 - \frac{\epsilon^\gamma - 1}{\gamma \rho^{\gamma-1}(\epsilon - 1)}$

Les moteurs diesel fonctionnent à des taux de compression beaucoup plus élevés et donc leur rendement généralement plus supérieur que les moteurs à allumage commandé (essence).

Remarque :

Il faut noter que le cycle ouvert réel à allumage par compression s'écarte du cycle Diesel théorique de la même façon que le cycle à allumage commandé s'écarte du cycle Otto théorique

I.9 CYCLE MIXTE

C'est un cycle de Beau de Rochas combiné avec un cycle Diesel avec une combustion isochore et une combustion isobare.

La combustion dans les moteurs à combustion interne comme une transformation d'addition de chaleur à volume constant ou à pression constante est trop simpliste et

pas tout à fait réaliste. Une approche probablement meilleure (mais légèrement plus complexe) consisterait à modéliser la combustion dans les moteurs à essence et diesel comme une combinaison de deux évolutions de transfert de chaleur, l'un à volume constant et l'autre à pression constante. Le cycle idéal basé sur ce concept est appelé le cycle combiné, illustré au diagramme P-v est donné à la Figure. I.5. Les quantités relatives de chaleur transférées au cours de chaque transformation peuvent être ajustées pour se rapprocher plus précisément du cycle réel. Notez que les cycles Otto et Diesel peuvent être obtenus en tant que cas particuliers du cycle combiné.

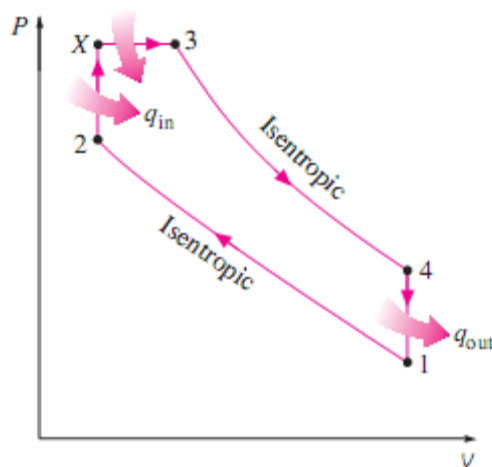


Fig I.4. Diagramme P-V d'un cycle combiné [9]

I.10 CYCLE DE STIRLING ET ERICSSON

Le moteur de Stirling est un moteur à combustion externe, comportant deux pistons. Son rendement élevé permet de l'utiliser dans les installations de cogénération.

Ce moteur très silencieux est également utilisé pour motoriser certains navires de forces navales (sous-marins.)

Considérons un cylindre comportant deux parties supposées isothermes :

- la partie haute est chauffée (brûleur externe..),
- la partie basse est refroidie (circulation d'eau froide....)

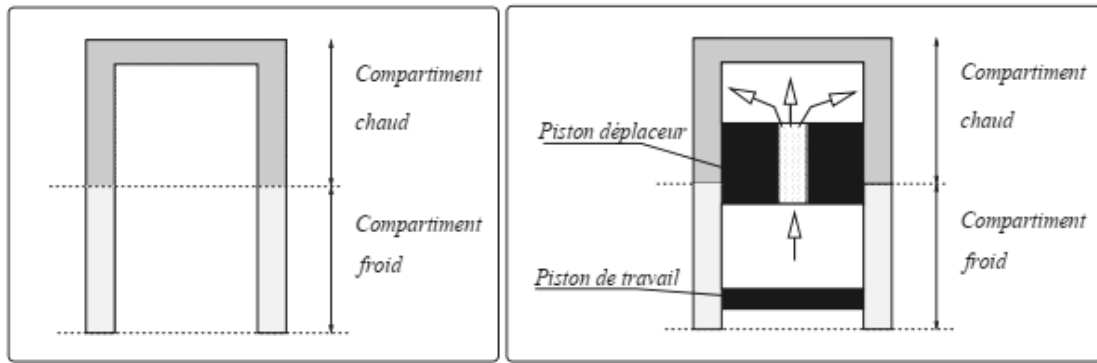


Fig. I.5 fonctionnement d'un moteur Stirling [12]

Le moteur de Stirling utilise deux pistons :

1. le piston de travail dont la fonctionnalité réside dans la mise en rotation d'un arbre, par l'intermédiaire d'une bielle.
2. le piston déplaceur, dont le rôle est de répartir le volume de gaz entre le compartiment chaud et le compartiment froid.

Considérons les transformations suivantes :

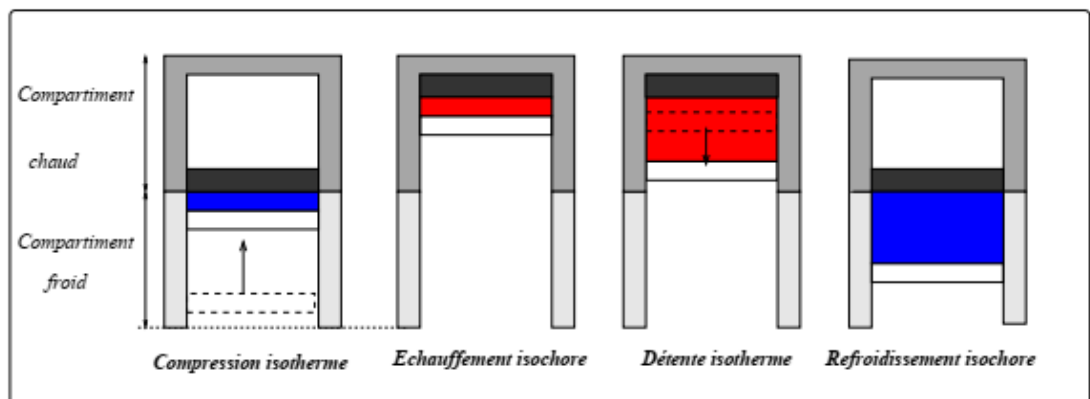


Fig. I.6 composition de transformations d'un moteur Stirling [12]

Les évolutions isentropiques du cycle de Carnot sont remplacées par des évolutions de régénération à volume constant alors que dans le cycle d'Ericsson à pression constante.

La régénération est l'évolution qui consiste à transmettre de la chaleur du fluide moteur à un accumulateur thermique appelé régénérateur pendant une partie du cycle pour la récupérer pendant une autre partie du cycle alors qu'elle est transmise du régénérateur au fluide moteur.

La figure I.9 illustre, dans des diagrammes P-V et T-s, les quatre évolutions réversibles qui composent le cycle de Stirling. Ces évolutions sont :

1. La détente isotherme 1-2 : de la chaleur est transmise de la source externe au système ;
2. La régénération isochore 2-3 : de la chaleur est transmise du fluide moteur au régénérateur ;
3. La compression isotherme 3-4 : de la chaleur est transmise du système à une source externe ;
4. La régénération isochore 4-1 : de la chaleur est transmise du régénérateur au fluide moteur.

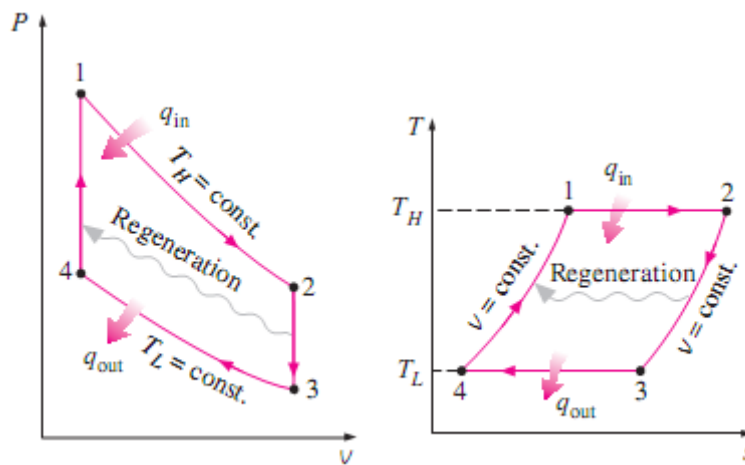


Fig. I.7 Diagramme P-V et T-s du cycle de Stirling [9]

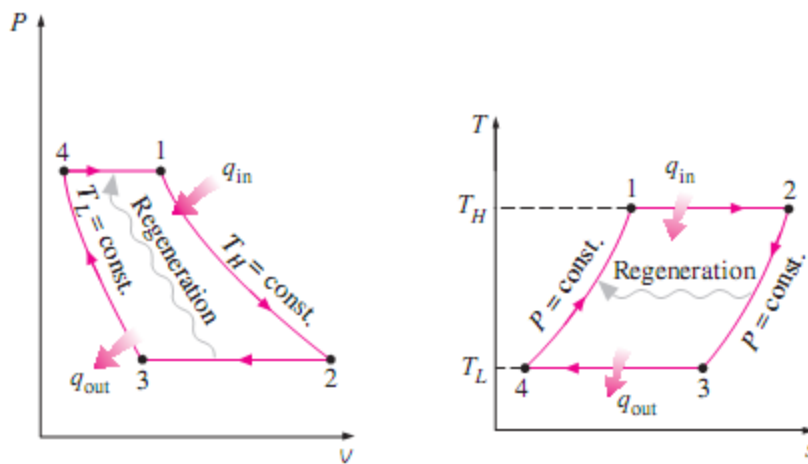


Fig. I.8 Diagramme P-v et T-s du cycle d'Ericsson [9]

Par ce que les cycles Stirling et Ericsson sont entièrement réversibles, leur rendement doit , selon le principe de Carnot, être égal à celui de la machine de Carnot exploité entre les sources thermiques, soit :

$$\eta_{th,Stirling} = \eta_{th,Ericsson} = \eta_{th,Carnot} = 1 - \frac{T_H}{T_L} \quad (I.4)$$

I.11 CYCLE DE BRAYTON

Le cycle thermodynamique qui représente les transformations des turbines à gaz est le cycle de Brayton.

Le cycle réversible de Brayton est composé de quatre transformations suivantes :

- une compression isentropique dans le compresseur 1-2
- apport de chaleur à pression constante 2-3
- la détente isentropique dans la turbine 3-4
- l'évacuation de chaleur à pression constante 4-1

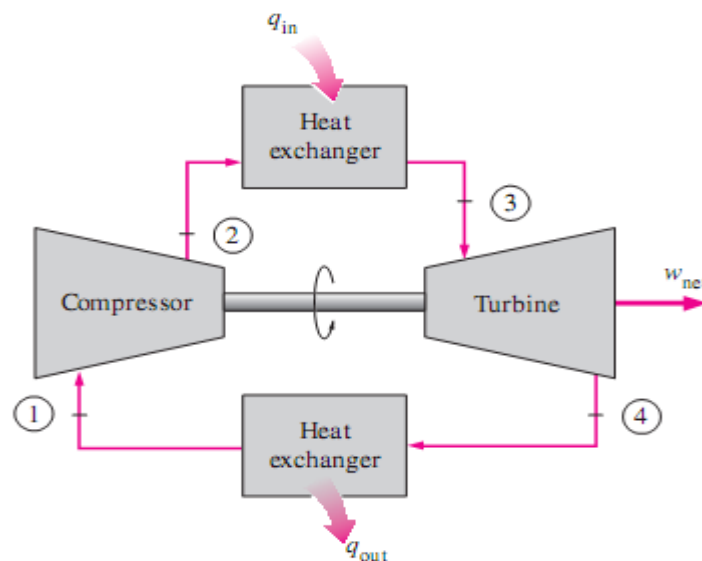


Fig. I.9 Cycle fermé d'une turbine à gaz [9]

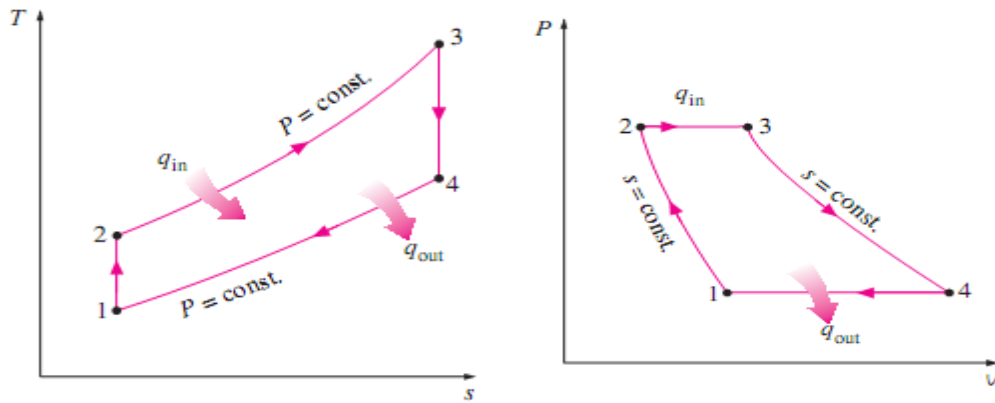


Fig. I.10 Diagramme P-V et T-s du cycle de Brayton [9]

$\lambda = \frac{P_2}{P_1}$ Imposé comme étant le rapport de pression maximale et minimale

I.11.1 BILAN DU CYCLE

Travail net	$w_{net} = q_{in} - q_{out}$
Chaleur de combustion	$q_{in} = C_P(T_3 - T_2), \quad q_{out} = C_P(T_4 - T_1)$
Rendement thermique	$\eta_{th \text{ Brayton}} = \frac{W_{utile}}{q_{in}} = \eta_{th \text{ Brayton}} = 1 - \frac{1}{\lambda^{(\gamma-1)}}$

Le rendement thermique du cycle de Brayton croit avec le rapport de pression

I.1 CYCLE DE BRAYTON AVEC REGENERATION

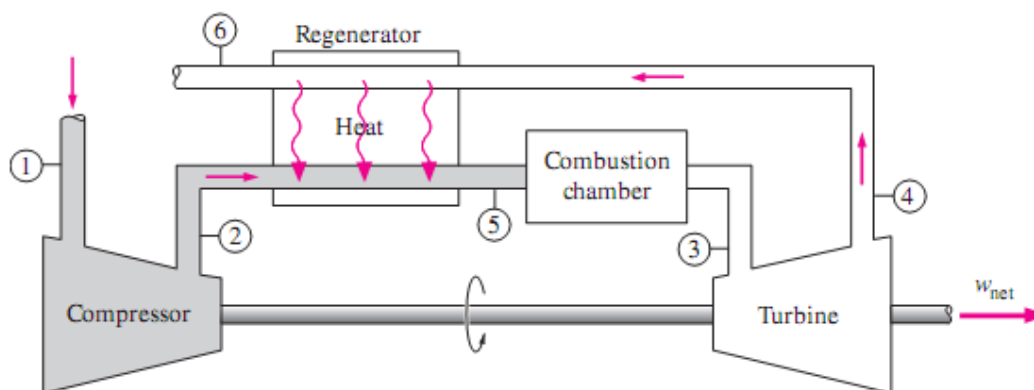


Fig. I.11 Turbine à gaz munie d'un régénérateur [9]

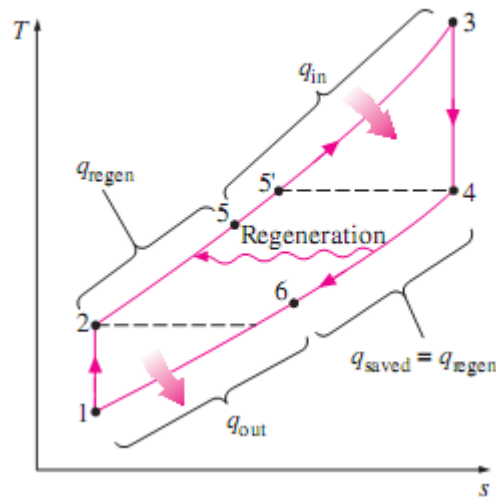


Fig. I.12 Diagramme T-s du cycle de Brayton avec régénération [9]

En supposant que le régénérateur est un échangeur adiabatique dans la variation des énergies cinétiques et potentielles des écoulements est négligeable, le rendement thermique du cycle de Baryton idéal avec régénération devient

$$\eta_{th,regen} = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) (\lambda)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (I.5)$$

Où T_1 et T_3 sont respectivement les températures minimale et maximale du cycle.

I.11.3 CYCLE DE BARYTON AVEC REFROIDISSEMENT INTERMEDIAIRE, RECHAUFFAGE INTERMEDIAIRE ET REGENERATEUR

le diagramme T-s correspond à ce cycle est donné à la figure 1.13. Le gaz admis dans le premier étage du compresseur à la pression P_1 et à la température T_1 (l'état 1), est comprimé de façon isentropique à une pression intermédiaire P_2 (l'état 2), puis refroidi à pression constante à la température T_1 (l'état 3), et est comprimé au deuxième étage de façon isentropique à la pression finale P_4 (l'état 4), le gaz entre dans le régénérateur à pression constante, où il est chauffé à la température T_5 . (l'état 5), le gaz est alors admis dans la première chambre de combustion où de la chaleur est ajoutée. Il ressort à la température T_6 (l'état 6) et se détend de façon isentropique dans le premier étage de la turbine (l'état 7). Il est réchauffé (l'état 8), puis détendu de façon isentropique dans le deuxième étage de la turbine (l'état 9). Il traverse ensuite le

régénérateur à pression constante et sa température descend à T10 (l'état 10). Le cycle est complété alors que le gaz se refroidit à la température T1 qui est son état initiale.

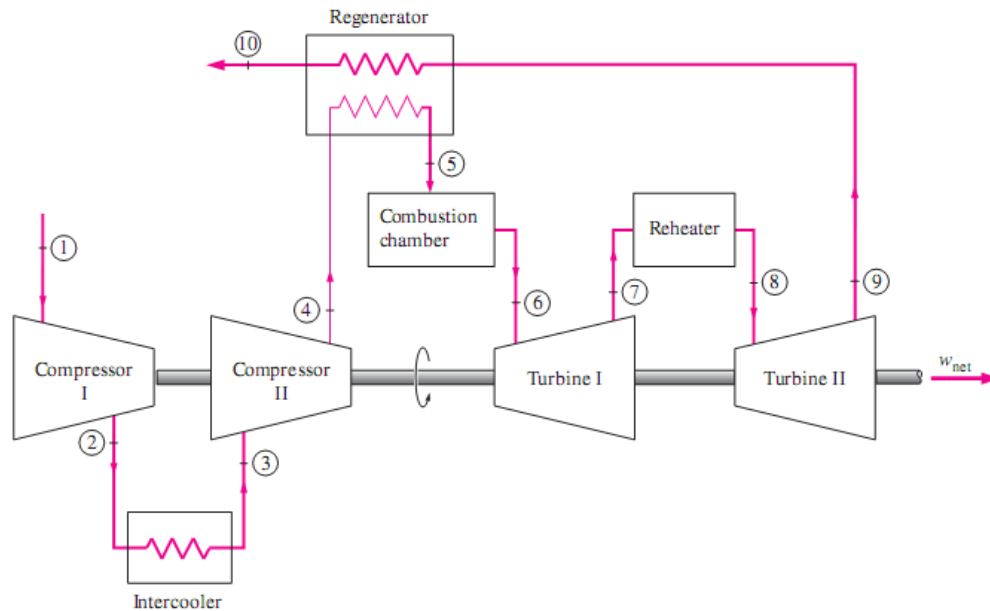


Fig. I.13 Turbine à gaz munie d' un régénérateur [9]

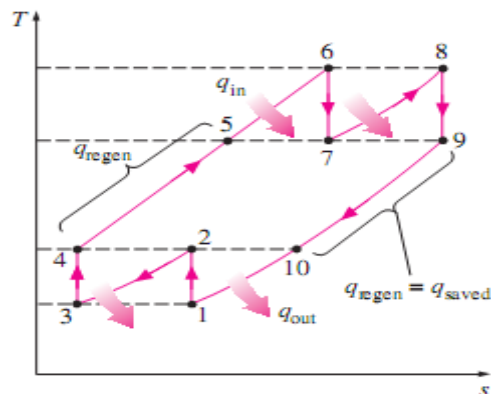


Fig. I.14 Diagramme T-s du cycle de Brayton avec régénération [9]

Le travail consommé par le compresseur à étages est minimal lorsque les rapports des pressions entre les étages sont les mêmes. Cette procédure maximise également le travail produit par la turbine à étages, par conséquent le meilleur rendement de la turbine est obtenu pour

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{et} \quad \frac{P_5}{P_7} = \frac{P_8}{P_9}$$

(I.6)

Le rendement thermique du cycle de Baryton peut également être augmenté en utilisant la compression multi-étages avec refroidissement intermédiaire, régénération et détente multi-étages avec réchauffage.

I.12 COMPARAISON DE CYCLES

Cycle de Carnot	Cycle de Stirling	Cycle d'Ericsson	Cycle de Beau de Rochas	Cycle de Diésel	Cycle de Sabathé (mixte)
1-2 compression isotherme (avec refroidissement)	1-2 compression isotherme (avec refroidissement)	1-2 compression isotherme (avec refroidissement)	1-2 compression isentropique	1-2 compression isentropique	1-2 compression isentropique
2-3 compressions isentropiques	2-3 compressions isochores	2-3 compressions isobares	2-3 apport de chaleur isochore	2-3 apport de chaleur isobare	2-3 apport de chaleur isochore
3-4 détente isotherme (avec apport de chaleur)	3-4 détente isotherme (avec apport de chaleur)	3-4 détente isotherme (avec apport de chaleur)	3-4 détente isentropique	3-4 détente isentropique	3-4 apport de chaleur isobare
4-1 détente isentropique	4-1 détente isochore	4-1 détente isobare	4-1 mise à l'atmosphère (avec refroidissement)	4-1 mise à l'atmosphère (avec refroidissement)	4-5 détente isentropique 5-1 mise à l'atmosphère (avec refroidissement)

I.13 DIFFERENTS COMPOSANTS D'UNE CENTRALE THERMIQUE A GAZ

La centrale thermique à gaz demeure l'un des moyens de production de puissance les plus révolutionnaires, son invention a permis aux ingénieurs d'atteindre des niveaux de puissance jamais égalés par des moteurs thermiques conventionnels. L'utilisation de ce mode de production de puissance est très répandue dans différents domaines d'activité, en passant par la production de l'électricité, la propulsion aéronautique jusqu'à l'industrie pétrolière et gazière.

La centrale à gaz est constituée par : une entrée conditionnant l'air (filtration et éventuellement refroidissement), un compresseur, une chambre de combustion ; une turbine de détente à gaz sont construit autour d'un seul arbre sur lequel sont disposés

le compresseur ; la turbine de détente ; l'alternateur et éventuellement certaines pompes ou un réducteur pour les machines à faible puissances.

La combustion du gaz + air, fait tourner la turbine qui actionne l'alternateur.

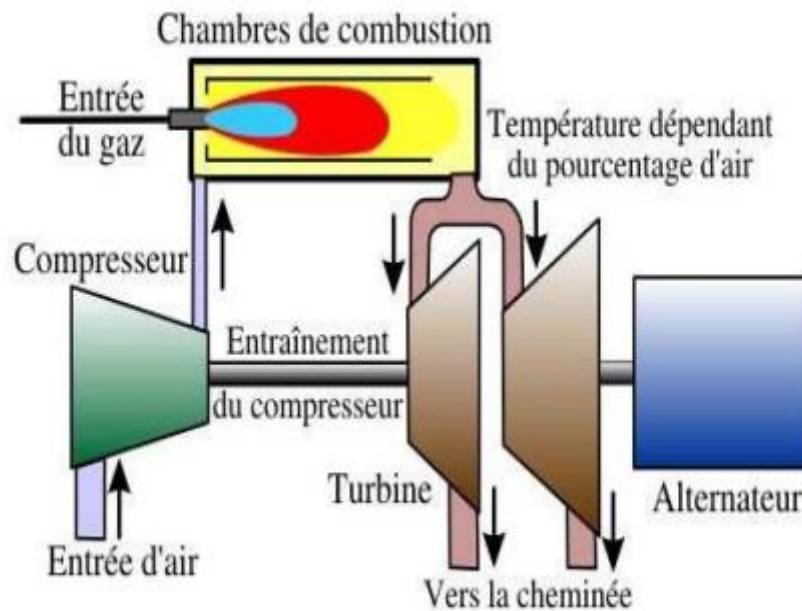


Figure 1.15 Schéma d'une centrale à turbine de gaz [11].

a) Transformations d'énergie

Énergie chimique + air → Énergie cinétique → Énergie mécanique → Énergie électrique.

b) Avantages et inconvénients des centrales thermiques à gaz

Avantages	Inconvénients
Production en fonction des besoins. Peuvent être construites près des centres de consommation. Coût de construction faible. La technologie est éprouvée. Délais de construction courts.	Pollution de l'air et de l'eau. Augmentent les gaz à effet de serre. Coûts de production élevés. Risque de fuite du gaz lors de l'utilisation, et durant le transport. Énergie non renouvelable.

CHAPITRE II LES CYCLES DE PUISSANCE A DEUX PHASES.

II.1 DEFINITION

Sont des cycles de puissance dans lesquels le fluide moteur est évaporé et condensé, après la détente dans une turbine multi étages.

Tous les genres des centrales suit le fluide utilisé pour produire de l'électricité, il reste à choisir le moyen qui permet de chauffer l'eau, en utilisant soit des combustibles fossiles (centrales thermiques), soit des réactions nucléaires (centrales nucléaires).

II.2 LE CYCLE DE RANKINE

Le cycle de puissance à vapeur idéal est le cycle de Rankine qui est composé de quatre évolutions réversibles intérieurement :

1-2 une compression isentropique dans la pompe ,

2-3 un apport de chaleur à pression constante dans la chaudiere,

- 3-4 une détente isentropique dans la turbine ,
- 4-1 une évacuation de chaleur à pression constante dans le condenseur.

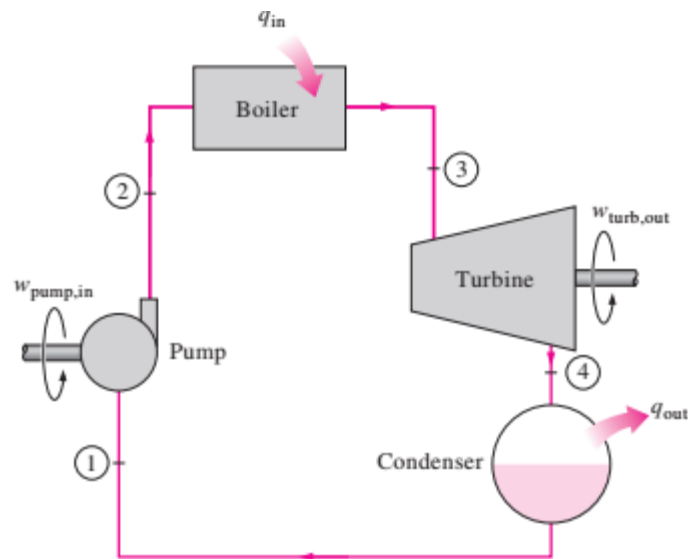


Fig. II.1 Cycle idéal de Rankine. [9]

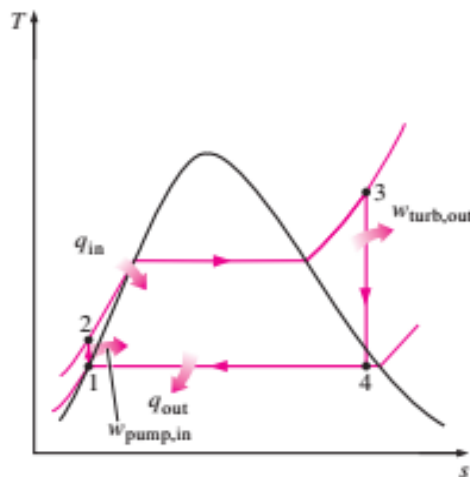


Fig. II.2 Diagramme T-s du cycle de Rankine idéal. [9]

Dans ces conditions, le travail W_{comp} est très faible devant W_{det} , car la compression d'un liquide incompressible demande peu d'énergie. Ce n'est pas le cas pour les gaz dont le volume massique est beaucoup plus élevé.

Le rendement du cycle de Rankine peut être amélioré si on augmente la température de la source de chaleur dans la chaudière et/ou si on diminue la température du puits de chaleur dans le condenseur.

II.2.1 BILAN ENRGETIQUE ET LE RENDEMENT THERMIQUE DU CYCLE DE RANKINE IDEAL

Pompe (q=0) Chaudière (w=0) Turbine (q=0) Condenseur (w=0)	$w_{pompe,in} = h_2 - h_1$ $q_{in} = h_3 - h_2$ $w_{turb,out} = h_3 - h_4$ $q_{out} = h_4 - h_1$
Rendement thermique	$w_{net} = q_{in} - q_{out} = w_{turb,out} - w_{pompe,in}$ $\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$

II.3 LE CYCLE DE HIRN :

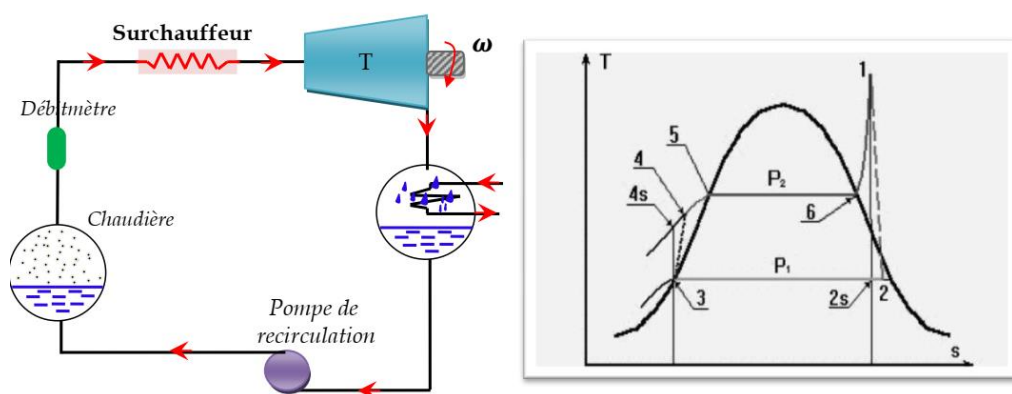


Fig. II.3 Cycle de Harn et diagramme T-s correspondant. [3]

1-2	détente adiabatique irréversible, de HP à BP, dans la turbine
2-3	condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à eau liquide
3-4	compression de l'eau dans la pompe, passage de BP à HP

4-5-6	chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans le G.V.
6-1	chauffage isobare de la vapeur

Le cycle de Hirn représente le cycle de Rankine, dans lequel la vapeur sortant de la chaudière est surchauffée à une température supérieure à la température critique.

Ce cycle présente deux avantages :

1. la surchauffe augmente la température (l'énergie) de la vapeur en début de détente
2. la détente est effectuée en régime sec.
3. Le point 1 n'est plus sur la courbe de saturation → vapeur surchauffé.

II.4 LA COGENERATION:

Dans tous les cycles discutés jusqu'à présent, le seul but était de convertir une partie de la chaleur transférée dans le fluide de travail, qui est la forme d'énergie la plus précieuse. La partie restante de la chaleur est rejetée dans les rivières, les lacs, les océans ou dans l'atmosphère sous forme de chaleur perdue, car sa qualité (ou son degré) est trop basse pour être réellement utilisable. Le gaspillage d'une grande quantité de chaleur est un prix que nous devons payer pour produire du travail, car le travail électrique ou mécanique est la seule forme d'énergie sur laquelle de nombreux appareils techniques peuvent fonctionner.

Cependant, de nombreux systèmes ou appareils nécessitent un apport d'énergie sous forme de chaleur. Certaines industries qui dépendent fortement de la chaleur de traitement sont les produits chimiques et le raffinage du pétrole etc.

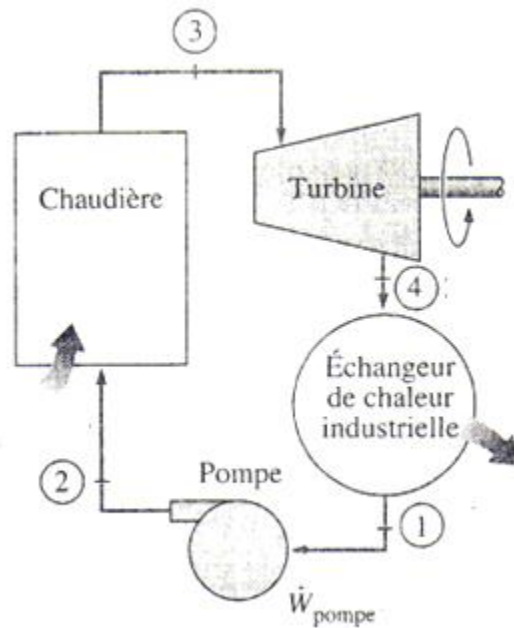


Fig. II.4 Installation de cogénération idéal. [9]

La chaleur rejetée à la source froide peut servir à générer d'électricité, ou à échauffer une autre installation.

La fraction d'énergie utilisée soit pour la production de chaleur ou d'électricité est appelée la cogénération.

On définit l'efficacité de l'installation de cogénération selon :

$$\varepsilon_u = \frac{\text{Travail net produit} + \text{Chaleur industrielle fournie}}{\text{Chaleur totale fournie dans la chaudière}} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_P}{\dot{Q}_{in}} \quad (\text{II.1})$$

Les centrales de cogénérations peuvent fonctionner selon le cycle de Rankine ou selon le cycle Brayton.

II.5 CYCLE A RESURCHAUFFE

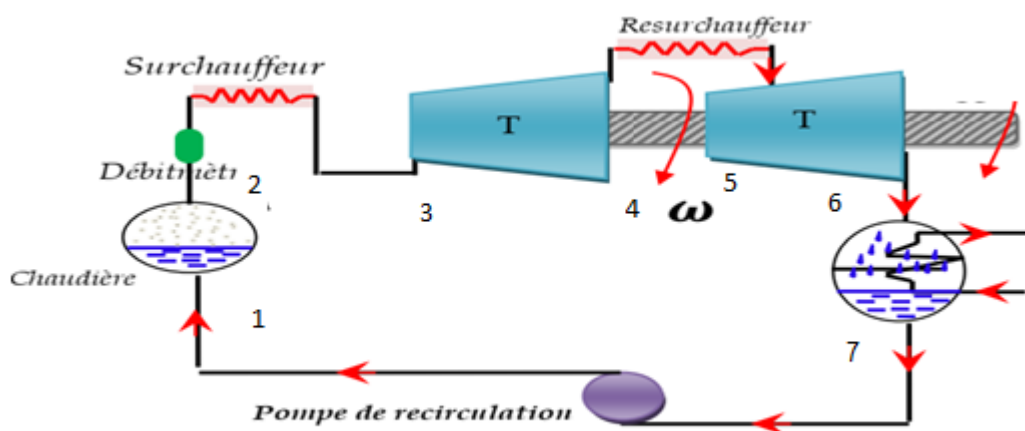


Fig. II.5 Cycle à resurchauffe [3]

3-4	1 ^{ière} détente adiabatique de HP à MP, dans la turbine HP
4-5	Chauffage isobare de la vapeur
5-6	2 ^{ème} détente adiabatique de MP à BP dans la turbine BP
6-7	Condensation isobare et isotherme du mélange jusqu'à l'eau liquide
7-1	Compression de l'eau dans la pompe, passage de BP à HP, W_{pompe} négligé
1-2	Chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans le GV
2-3	Chauffage isobare de la vapeur

Elever la pression dans la chaudière et l'abaisser dans le condenseur améliore le rendement thermique du cycle et produire la vapeur mouillée qui endommage les aubes dans la section à basse pression de la turbine, pour atténuer ce problème, on resurchauffe à la détente et le rendement thermique du cycle croît et l'évolution de détente se rapproche d'une évolution isotherme à température maximale.

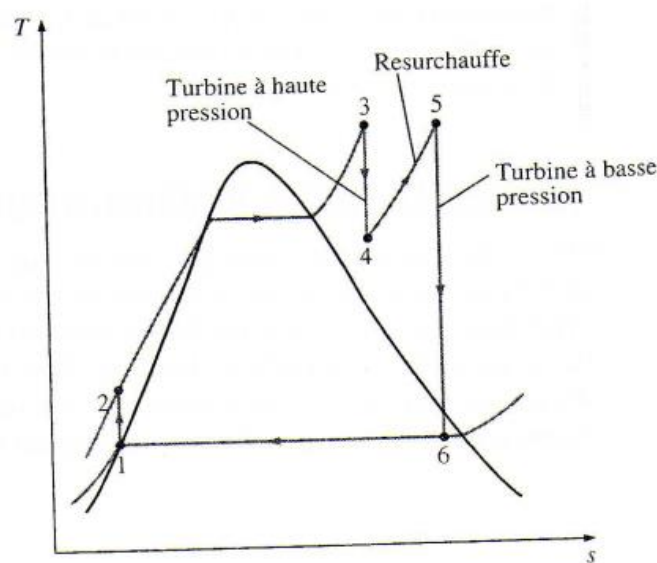


Fig. II.6 Diagramme T-s du cycle à resurchauffe. [9]

La chaleur totale fournie à la vapeur est :

$$q_{in} = q_{primaire} + q_{resur} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4) \quad (II.2)$$

Le travail produit par la turbine est :

$$w_{tur,out} = w_{tur,I} + w_{tur,II} = (h_3 - h_4) + (h_5 - h_6) \quad (II.3)$$

La resurchauffe permet, dans les grandes centrales thermiques, d'augmenter le rendement du cycle de 4 à 5 %

II.6 CYCLE AVEC SOUTIRAGE

Tous les cycles de centrale sont à soutirage. Il peut y avoir 6 à 8 soutirages effectués. L'amélioration du rendement exige de se rapprocher le plus possible d'un cycle de Carnot, dans lequel les échanges de chaleur avec les sources extérieures s'effectuent au cours des transformations isothermes. On cherche donc, pour les transformations non-isothermes, à générer des transferts de chaleur à l'aide d'échangeurs internes. Ces échanges de chaleur internes ne modifient pas le rendement de Carnot. En effet, si les deux quantités de chaleur peuvent être échangées à l'intérieur du cycle sans faire appel aux sources extérieures alors, les seuls échanges de chaleur avec les sources de chaleur sont des échanges isothermes, et l'on obtient un cycle de Carnot

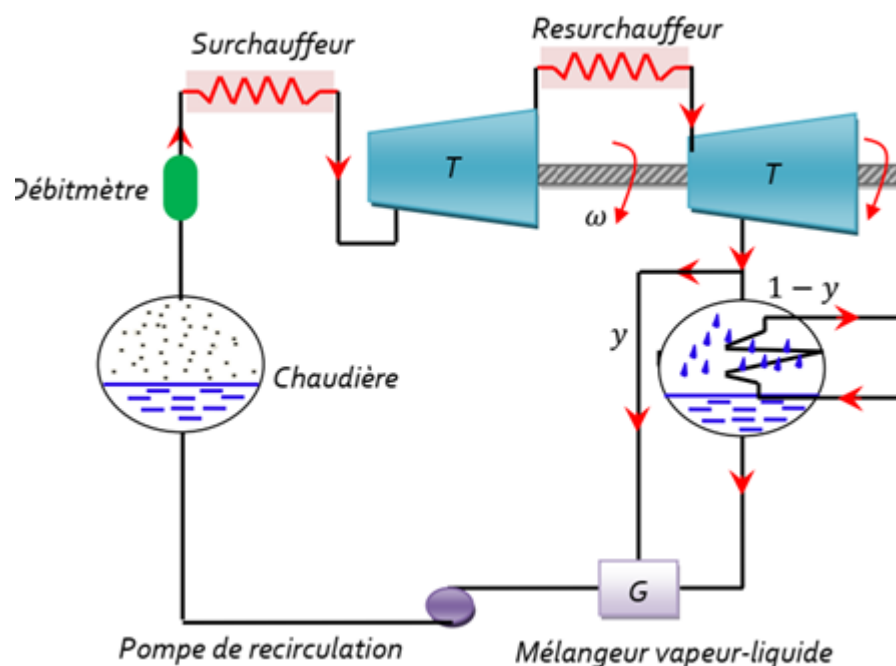


Fig. II.7 Cycle d'une turbine à soutirage [3]

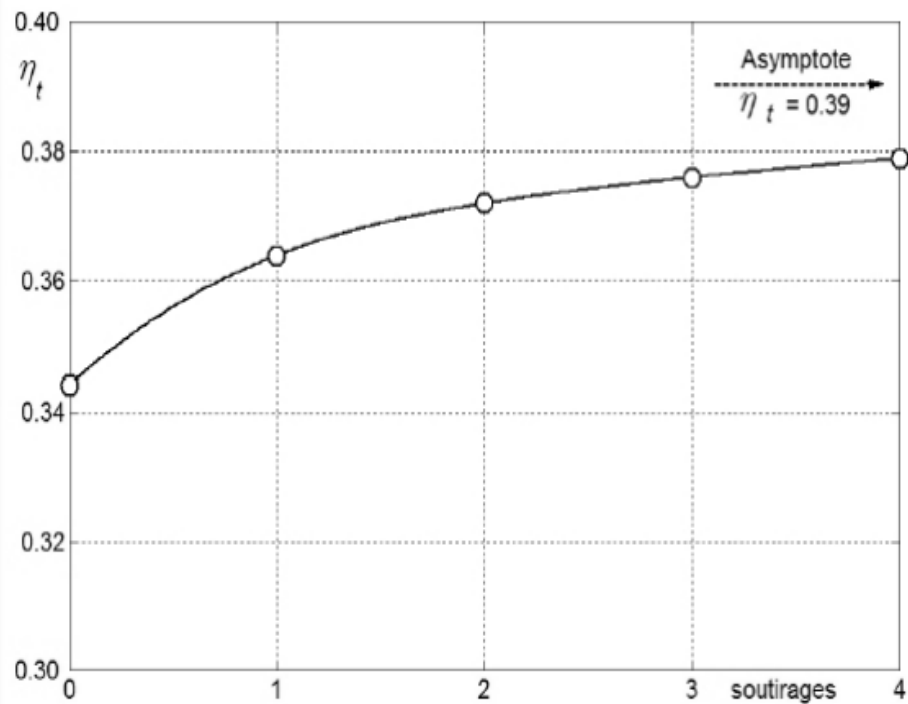


Fig.8 Evolution du rendement thermique en fonction du nombre de soutirage [3]

II.7 CYCLE COMBINÉ

Le rendement thermique global d'une centrale électrique peut être augmenté en utilisant un cycle combiné. Le plus commun cycle combiné est le cycle combiné gaz – vapeur où le cycle de la turbine à gaz fonctionne dans la plage des hautes températures et un cycle turbine à vapeur dans la plage de basse température. La vapeur est chauffée par les gaz d'échappement à haute température sortant de la turbine à gaz. Les cycles combinés ont un rendement thermique supérieur que les cycles à turbine à vapeur ou à gaz fonctionnant seuls.

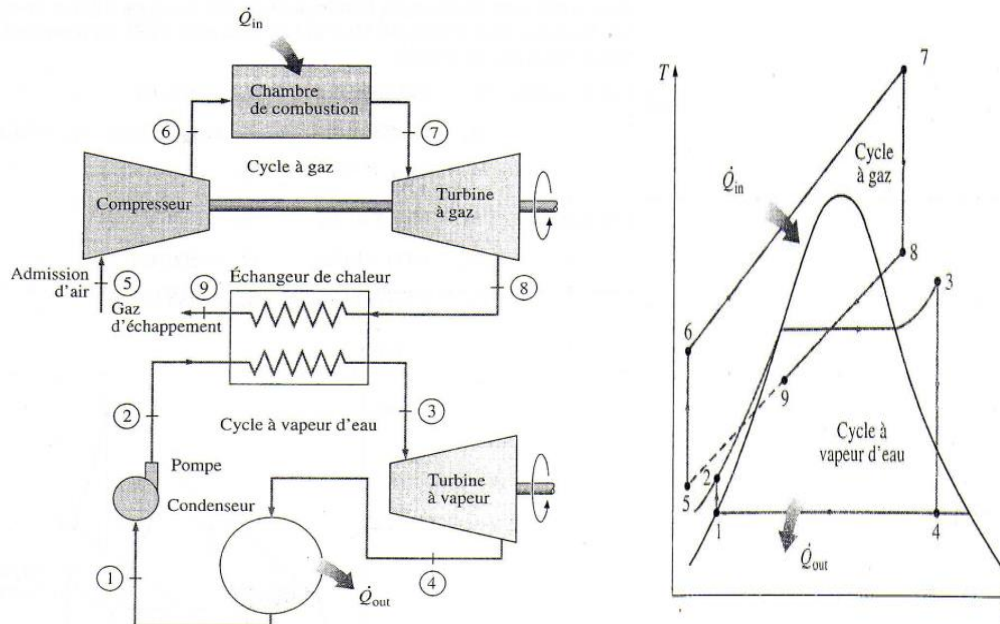


Fig. II.9 Cycle combiné gaz-vapeur d'eau et le diagramme T-s correspondant. [9]

Le cycle combiné gaz-vapeur illustré à la figure II.9 ci-dessus .Ce cycle intègre le cycle de la turbine à gaz (Brayton) au cycle de la turbine à vapeur (Rankine).

La chaudière du cycle de Rankine a été remplacée par un échangeur où la chaleur des gaz d'échappement de la turbine à gaz est transmise à la vapeur du cycle de Rankine. Ce schéma est bien sur simplifier .En générale, plus d'une turbine à gaz alimente l'échangeur de chaleur, et le cycle de Rankine profite de resurchauffe et de la régénération.

II.8 LES CENTRALES NUCLEAIRES

Les différents types de réacteurs nucléaires sont classés en filières. Un cœur de réacteur se caractérise par :

- le combustible dans lequel se produit la réaction de fission : uranium naturel, uranium enrichi en isotope U235 et/ou plutonium, voire thorium.
- le niveau d'énergie des neutrons provoquant les fissions : neutrons "thermiques" (2 km/s) ou "rapides" (20000 km/s).

- le fluide caloporteur qui transporte la chaleur hors du réacteur : eau ordinaire ou de l'eau lourde (enrichie en deutérium), un gaz (notamment du gaz carbonique ou de l'hélium) ou un métal liquide (essentiellement du sodium fondu).
- le modérateur qui permet de ralentir les neutrons : notamment graphite, eau ordinaire ou eau lourde.

Exemple :

Les réacteurs à eau pressurisée (REP ou PWR Pressurized Water Reactor) utilisent de l'eau maintenue sous pression à l'état liquide, qui circule dans un circuit primaire et échange ses calories dans des générateurs de vapeur. Près de la moitié de l'électricité et d'origine nucléaire est produite par ce type de réacteur.

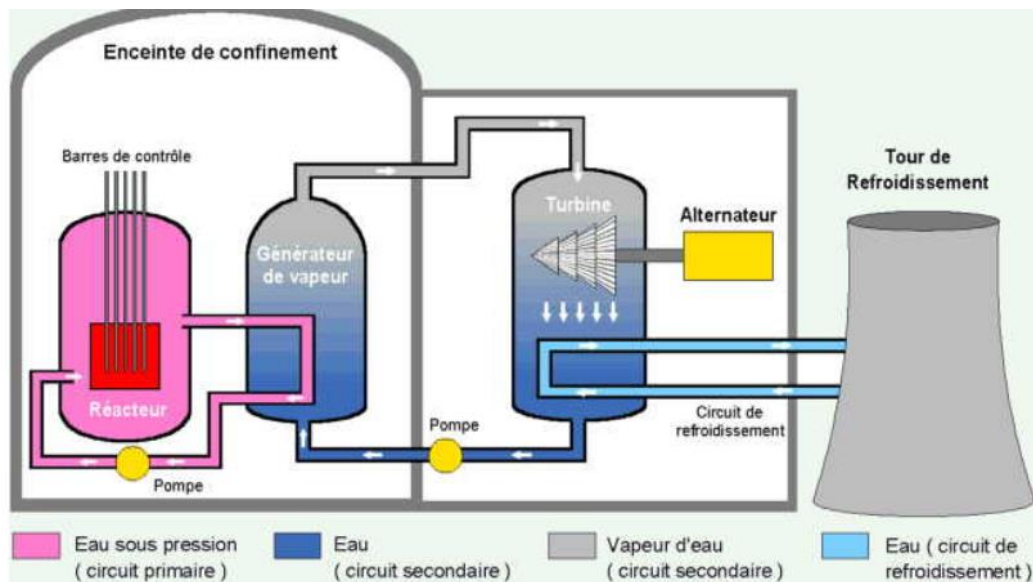


Fig. II.10 Schéma d'un réacteur de typer REP.[3]

Il existe différents modèles de réacteurs nucléaires :

- des réacteurs dont la conception des générateurs de vapeur (tubes verticaux simple passe et circulation forcée) permettent la production de vapeur surchauffée
- Les réacteurs de conception soviétique utilisent des générateurs de vapeur à tubes horizontaux

II LA REACTION DE FISSION

La réaction nucléaire utilisée de manière industrielle est la réaction de fission, intervient quand un atome "lourd", bombardé par un neutron se scinde en deux atomes

"plus légers". Elle s'accompagne aussi de la création de nouveaux neutrons "libres" impacter à leur tour d'autres atomes "lourds".

L'énergie cinétique des produits de fission et l'énergie des rayonnements devront être récupérés pour fournir la chaleur nécessaire

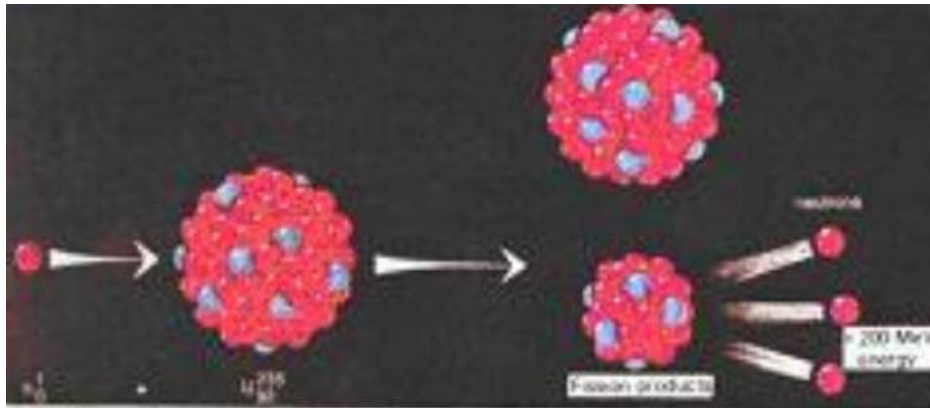


Fig. II.11 REACTION DE FISSION [3]

III L' EXERGIE ET LANALYSE EXERGETIQUE DES SYSTEMES THERMODYNAMIQUES

III.1 DEFINITION

En tant qu'ingénieurs, nous savons que l'énergie est déjà conservée. Ce qui n'est pas conservée est l'exergie, qui représente le potentiel de travail utile de l'énergie. Une fois que l'exergie est gaspillée, elle ne peut jamais être récupérée.

L'énergie disponible qui peut être transformée en travail utile est parfois appelée disponibilité ou tout simplement « exergie »

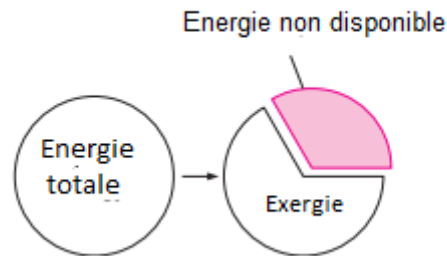


Fig. III.1.Exergie. [9]

L'énergie non disponible est la fraction de l'énergie qui ne peut pas être transformée en travail utile même si on recourt un moteur thermique réversible

L'exergie est une propriété et est associé à l'état du système et de l'environnement. Un système qui est en équilibre avec son environnement à zéro exergie est appelé le point mort. L'exergie de chaleur fournie par des réservoirs d'énergie thermique est équivalent au rendement de travail d'un moteur thermique de Carnot fonctionnant entre le réservoir et l'environnement.

III.2 L'EXERGIE DETRUITE

Les irréversibilités comme le frottement, le mélange des substances, les réactions chimiques, la transmissions de chaleur à une différence finie de températures, une détente libre ou une compression hors d'équilibre produisent toujours de l'entropie. De plus, tout effet qui produit de l'entropie détruit invariablement de l'exergie. L'exergie détruite est proportionnelle à l'entropie produite donner par l'équation

$$I = X_{détruite} = T_0 S_{gen} \geq 0 \quad (\text{III.1})$$

Où S_{gen} est l'entropie générée au cours des transformations.

III.3 LE RENDEMENT DES MACHINES

Le rendement de deuxième loi est une mesure de la performance d'une machine relatif aux performances dans des conditions réversibles pour les mêmes états finaux des moteurs thermiques et des machines de production de travail est donné par

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,rev}} = \frac{W_u}{W_{rev}} \quad (\text{III.2})$$

pour les réfrigérateurs, les pompes à chaleur et autres dispositifs. En général, l'efficacité de la deuxième loi est exprimée comme suit:

$$\eta_{II} = \frac{cop}{cop_{rev}} = \frac{W_{rev}}{W_u} \quad (III.3)$$

III.4 EXEMPLE D'EXERGIE

L'exergie d'un système fermé et d'un écoulement sont respectivement

1-Exergie d'un système fermé :

$$\phi = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz = (e - e_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \quad (III.4)$$

2-Exergie d'un écoulement :

$$\varphi = (h - h_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (III.4)$$

Ensuite, le changement exergetique d'un système fermé ou d'un écoulement subit un processus de l'état 1 à l'état 2

Est donné pour.

1-Système fermé :

$$\begin{aligned} \Delta X &= X_2 - X_1 = m(\phi_2 - \phi_1) = (E_2 - E_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) \\ &= (U_2 - U_1) + P_0(v_2 - v_1) - T_0(s_2 - s_1) + m \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + mg(s_2 - s_1) \end{aligned} \quad (III.5)$$

2-Ecoulement

$$\Delta \varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = (h_2 - h_1) + T_0(s_2 - s_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(s_2 - s_1) \quad (III.6)$$

3-Exergite d'un système isolé diminue toujours ou demeure inchangée si l'évolution est réversible

$$\Delta X_{isolé} = (X_2 - X_1)_{isolé} \leq 0 \quad (III.7)$$

III.1 BILAN D' EXERGIE

Les variations d'exergie vont dans le sens opposé aux variations d'entropie. L'exergie peut être détruite, jamais produite .Le bilan d'exergie, exprime sous différents formes pour tous systèmes parcourant toutes évolutions

Formes générale :

$$\left(\begin{matrix} \text{Exergie} \\ \text{totale} \\ \text{entrante} \end{matrix} \right) - \left(\begin{matrix} \text{Exergie} \\ \text{totale} \\ \text{sortrante} \end{matrix} \right) - \left(\begin{matrix} \text{Exergie} \\ \text{totale} \\ \text{détruite} \end{matrix} \right) = \left(\begin{matrix} \text{variation de} \\ \text{l'exergie totale} \\ \text{du système} \end{matrix} \right)$$

$$\underbrace{X_{in} - X_{out}} - \underbrace{X_{détruite}} = \underbrace{\Delta X_{systeme}}$$

(III.8)

En termes de taux :

$$\underbrace{\dot{X}_{in} - \dot{X}_{out}} - \underbrace{\dot{X}_{détruite}} = \underbrace{dX_{systeme}/dt} \quad (III.9)$$

Taux de Transfert d'exergie par la chaleur taux de destruction exergie Accumulation d'exergie
le travail et l'écoulement

Par unité de masse :

$$(x_{in} - x_{out}) - x_{détruite} - \Delta x_{système}$$

(III.10)

Où le taux de transfert d' exergie par la chaleur est :

$$\dot{X}_{chaleur} = \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} \quad (III.11)$$

Le taux de transfert d' exergie par le travail est :

$$\dot{X}_{travail} = \dot{W}_{utile} \quad (III.12)$$

Chapitre IV THERMODYNAMIQUES DE LA COMBUSTION

IV.1 DEFINITION

La combustion est une réaction chimique qui a lieu lors de la combinaison entre l'oxygène (comburant) et une matière combustible (carburant). Cette réaction produit essentiellement un grand dégagement de chaleur (réaction exothermique) et peut être

accompagnée d'émission de rayonnements visibles ou proches des Ultra Violet ou Infra Rouge.

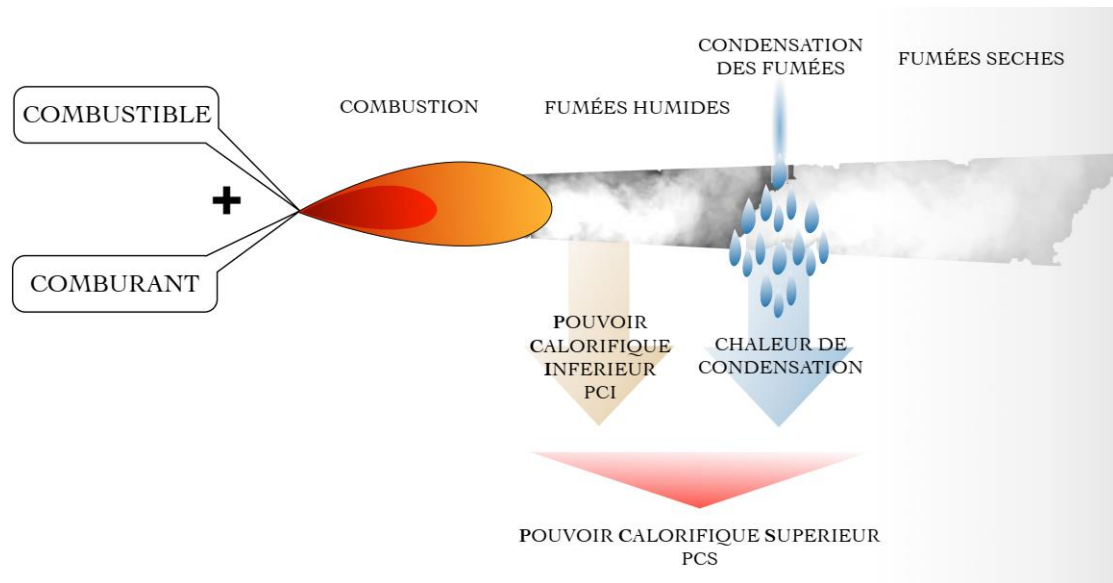


Fig. IV.1. La combustion (une réaction chimique [11])

La composition d'un mélange de deux gaz ou plus est appelé mélange gazeux non réactif. La composition d'un mélange gazeux est décrite en spécifiant soit la fraction molaire, soit la fraction massique de chaque composant, définie comme suit:

$$fm_i = \frac{m_i}{m_m} \quad \text{et} \quad y_i = \frac{N_i}{N_m} \quad (\text{IV.1})$$

fm_i = fraction massique

y_i = fraction molaire

m_m = masse du mélange

N_m = nombre de mole du mélange

Où

$$m_m = \sum_{i=1}^k m_i \quad \text{et} \quad N_m = \sum_{i=1}^k N_i \quad (\text{IV.2})$$

La masse molaire apparente (ou moyenne) et la constante d'un mélange de gaz sont exprimés comme

$$M_m = \frac{m_m}{N_m} = \sum_{i=1}^k y_i M_i \quad \text{et} \quad R_m = \frac{R_u}{M_m} \quad (\text{IV.3})$$

Et

$$fm_i = y_i \frac{M_i}{M_m} \quad \text{et} \quad M_m = \frac{1}{\sum_{i=1}^k \frac{fm_i}{M_i}} \quad (\text{IV.4})$$

IV.2 COMBUSTION STœCHIMETRIQUE

La combustion stœchiométrique (la combustion réelle) est la base des calculs théoriques en combustion. Les analyses réalisées ou les résultats fournis d'une combustion réelle, d'un combustible de composition connue, vont permettre de la définir précisément, par comparaison avec les résultats de la combustion neutre. Ainsi, par rapport à la théorie, on pourra définir :

- La combustion en excès d'air
- La combustion en défaut d'air

En pratique, c'est l'analyse des fumées sur site qui donnera les renseignements techniques nécessaires à la définition de la combustion réelle.

La combustion se produit lorsque l'on mélange un comburant avec un carburant et une source de chaleur. La combustion provoque le changement des liaisons entre les atomes du combustible et ceux du comburant, sans rien en perdre. On dit que la combustion est parfaite lorsque la quantité exacte d'oxygène correspond à la combustion complète du combustible, c'est une combustion STœCHIMÉTRIQUE. Voici la représentation d'une combustion parfaite ou stœchiométrique, de deux combustibles fossiles:

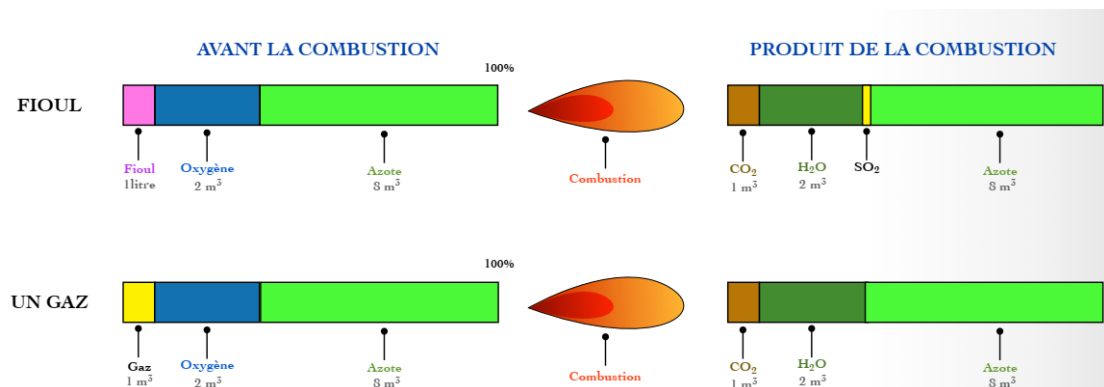


Fig. IV.2. Combustion parfaite ou stœchiométrique. [11]

L'azote, gaz neutre, ne réagit pas ou peu avec les autres composants du mélange.

IV.3 LA COMBUSTION EN EXCES D'AIR

La combustion en excès d'air apparaît chaque fois que l'on détectera la présence d'oxygène dans les produits de combustion. L'excès d'air peut résulter soit d'un réglage du volet d'air au niveau du brûleur (brûleur à air soufflé), soit d'une impossibilité à régler l'arrivée d'air (brûleur atmosphérique). Cet excès d'air est indispensable pour une combustion complète

L'air en excès impliquera :

- une augmentation des pertes par les fumées, consommation de combustible plus importante
- une diminution du rendement de la chaudière.

On caractérise l'air en excès par le facteur d'air Fa ou taux d'aération n en utilisant la relation suivante :

$$n = \frac{\text{volume d'air réellement admis au brûleur}}{\text{volume d'air théorique}}$$

Soit

$$n = \frac{v_a + v_{ea}}{v_a} \quad (IV.5)$$

Avec : v_a : Pouvoir comburivore $[m^3(n) \text{ d'air / unité de combustible}]$

v_{ea} : Volume d'air en excès $[m^3(n) \text{ d'air en excès / unité de combustible}]$

Généralement « n » est fourni par les relevés réalisés sur site à l'aide d'analyseurs de fumées. Pourcentage d'excès d'air EA% : $EA\% = (n-1) \cdot 100$

IV.3.1 PROPRIETES DE COMBUSTIONS

- pouvoir calorifique: c'est la quantité de chaleur produite par la combustion totale d'une quantité unitaire de combustible.
- Pouvoir calorifique supérieur PCS: représente l'énergie dégagée par la combustion complète d'un kg ou d'un m^3 de combustible, l'eau étant produite à l'état liquide (unité kJ.kg^{-1} ou kJ.m^3 selon que le combustible est ou non gazeux)
- Pouvoir calorifique inférieur PCI: représente l'énergie dégagée par la combustion complète d'un kg ou d'un m^3 de combustible, l'eau étant produite à

l'état vapeur (unité kJ.kg^{-1} ou kJ.m^3 selon que le combustible est ou non gazeux) m^3

- Pouvoir comburivore: c'est la quantité d'air nécessaire pour brûler une quantité unitaire de combustible, en $\text{kg d'air par kg de combustible}$ (pour les solides) ou en $\text{Nm}^3 \text{ d'air par Nm}^3 \text{ de combustible}$ (pour les gaz).
- Pouvoir fumigène: c'est la quantité de fumées produites par la combustion à l'air d'une quantité unitaire de combustible, en $\text{kg de fumées par kg de combustible}$ ou $\text{Nm}^3 \text{ de fumées par Nm}^3 \text{ de combustible}$.
- Comburant: c'est en général de l'air à l'état gazeux (20.8% O_2 en volume, 79.2% N_2 en volume, quelques gaz rares), parfois de l'oxygène pur O_2 .
- Excès d'air: c'est la quantité d'air au delà de la stœchiométrie nécessaire à la combustion complète du combustible. Cet excès d'air est en général de 2 à 10% sur les équipements de chauffe industriels. Un trop faible excès d'air peut conduire à une combustion incomplète, des fumées noires, un étouffement du four. Un trop large excès d'air conduit essentiellement à une perte de rendement.
- Température de flamme: cette température peut être estimée en considérant une combustion adiabatique, c'est à dire que la chaleur dégagée par la combustion est intégralement fournie aux produits de la combustion au niveau de la flamme, sous forme de chaleur sensible (et/ou latente). Les produits de la combustion cèdent ensuite une part de leur énergie par rayonnement dans le foyer, une autre partie de leur énergie par convection/conduction, et en conservent une partie en quittant la chaudière à température plus ou moins importante.
- Température des fumées: (Chaudière à) condensation: terme qualifiant une chaudière dans laquelle le refroidissement des fumées est opéré de manière à condenser la majeure partie de la vapeur d'eau qu'elles contiennent.
- Exemples de combustibles solides: Bois, Charbon (composition C, H, O, N, S variable), Anthracite (92 à 94% de carbone), Houille (75 à 85% de carbone), Lignite (67 à 74% de Carbone), Tourbe (55 à 65% de Carbone), autres...

- Exemples de combustibles liquides: mazout, fuel, hydrocarbures saturés C_nH_m , S, N, O, autres...
- Exemples de combustibles gazeux: méthane CH_4 , propane C_3H_8 , butane C_4H_{10} , gaz de Lacq (CH_4 95.4%, C_2H_6 3.4%, autres 0.8%, N_2 0.4%), autres...

Équilibrage de l'équation de combustion du méthane: $CH_4 + a O_2 \rightarrow b CO_2 + c H_2O$

- Équilibrage sur le carbone: $b=1$
- Équilibrage sur l'hydrogène: $c=2$
- Équilibrage sur l'oxygène: $a = b + c/2 = 1 + 1 = 2$

Soit l'équation de combustion suivante: $CH_4 + 2 O_2 \rightarrow CO_2 + 2 H_2O$

IV.4 LA LOI DE DALTON

La loi de Dalton .cette loi stipule que la pression d'un mélange gazeux dans un volume donné est égale à la somme des pressions exercerait s'il occupait à lui seul le volume, sa température étant à celle du mélange .la loi de Dalton est exprimé mathématique comme

$$P_m = \sum_{i=1}^k P_i(T_m, v_m) \quad (IV.6)$$

IV.5 LOI D'AMAGAT

La loi d' Amagat .Cette loi stipule que le volume d' un volume mélange gazeux est égal à la somme des volumes que chaque constituants occuperait s' il se trouvait à la même pression et à la même température que celles du mélanges, la loi d' Amagat est formulée

$$v_m = \sum_{i=1}^k v_i(T_m, P_m) \quad (IV.7)$$

Ici, P_i est appelée la composante de pression et v_i est appelé le volume du composant.

Aussi, le rapport $\frac{P_i}{P_m}$ est appelé le rapport de pression et le rapport $\frac{v_i}{v_m}$ est appelé la

fraction volumique, P_i et v_i peuvent être liée à y_i par

$$\frac{P_i}{P_m} = \frac{v_i}{v_m} = \frac{N_i}{N_m} = y_i \quad (\text{IV.8})$$

IV.6 METHODE DE KAY

La quantité $y_i P_m$ est appelée pression partielle et la quantité $y_i v_m$ est appelée volume partiel. Le comportement P-v-T des mélanges de gaz réels peut être prédit à l'aide du diagramme de compressibilité généralisée. Le facteur de compressibilité du mélange est exprimé en termes de facteurs de compressibilité des constituants comme

$$Z_m = \sum_{i=1}^k y_i Z_i \quad (\text{IV.9})$$

Z_m = facteur de compressibilité du mélange

Z_i = facteur de compressibilité de chaque constituants

Où Z_i est estimé pour chaque constituants en fonction de la température T_m et du volume v_m selon la loi de Dalton, ou encore en fonction de T_m et P_m (loi d'Amagat)

Le comportement P-V-T d'un mélange de gaz peut être également prédit à l'aide de la méthode de Kay, où le mélange gazeux est considéré comme une substance pseudo-pure pour laquelle le facteur de compressibilité des mélanges Z_m est estimé à la pression pseudo-critique $\hat{P}_{cr,m}$ et à la température pseudo-critique $\hat{T}_{cr,m}$ définies comme

$$\hat{P}_{cr,m} = \sum_{i=1}^k y_i P_{cr,i} \quad \text{et} \quad \hat{T}_{cr,m} = \sum_{i=1}^k y_i T_{cr,i} \quad (\text{IV.10})$$

IV.7 PRODUITS DE COMBUSTION

La combustion est une réaction chimique qui dégage de l'énergie sous forme de chaleur. Quand on réalise la combustion d'une certaine substance, on fait réagir cette substance avec du dioxygène (O₂).

Lorsque l'on fait brûler une substance contenant des atomes d'hydrogène (H) dans du dioxygène (O₂), on obtient un produit de combustion qui contient des atomes d'oxygène (O) et d'hydrogène (H) qu'on appelle oxyde d'hydrogène ou eau.

Lorsque l'on fait brûler une substance contenant des atomes de carbone (C) dans du dioxygène (O₂), on obtient un produit de combustion qui contient des atomes d'oxygène (O) et de carbone (C) qu'on appelle oxyde de carbone.

Il existe deux oxydes de carbone : Le monoxyde de carbone (CO) et le dioxyde de carbone (CO₂).

Lorsque l'on fait brûler une substance contenant des atomes d'azote (N) dans du dioxygène (O₂), on obtient un produit de combustion qui contient des atomes d'azote (N) et d'oxygène (O) qu'on appelle le dioxyde d'azote (NO₂). Plus la température de la combustion est importante plus les atomes d'azote réagissent avec le dioxygène, plus on obtient de molécules de dioxyde d'azote (NO₂).

-Combustion complète et combustion incomplète :

Une combustion est complète s'il y a assez de dioxygène.

- La combustion complète du carbone produit uniquement du CO₂.
- La combustion complète d'un hydrocarbure produit uniquement du CO₂ et du H₂O.

Une combustion est incomplète s'il n'y a pas assez de dioxygène.

- La combustion incomplète du carbone produit : du CO₂ et du CO.
- La combustion incomplète d'un hydrocarbure produit : du CO, du CO₂, l'H₂O et des hydrocarbures imbrûlés hc

IV.7.1 .POUR LES MOTEURS ESSENCES

Le moteur est alimenté avec un mélange air-carburant généralement réalisé avant son introduction dans le cylindre (mélange préalable). La quantité d'air admise est modulée par un volet situé dans la tubulure d'admission (le papillon) et le carburant est dosé par un carburateur ou un système d'injection. En première approximation, le mélange air/essence vaporisé peut être considéré comme homogène au début de la combustion. Le moment d'allumage est contrôlable. Le moyen usuellement choisi est de provoquer une étincelle électrique en un point de la chambre. La proportion entre le combustible et le comburant n'est pas indifférente et constitue la richesse du mélange carburé. Le travail produit est proportionnel à quantité de mélange introduite ; le niveau de charge du moteur est souvent caractérisé par son remplissage en air.

Composition massique de l'essence : carbone (C) 84 % ; hydrogène (H) 16 %

Indice du carbone : $84 / 12 = 7$; indice de l'hydrogène : $16 / 1 = 16$

Formule chimique : C_7H_{16}

IV.7.2 POUR LES MOTEURS DIESEL

Le gasoil est introduit dans le cylindre au moment où la combustion doit se produire par des injecteurs avoir refoulé par une pompe d'injection sous forme pulvérisé du carburant avec un air comprimé.

Le moteur Diésel fonctionne avec un remplissage important ce qui explique un fonctionnement en excès d'air du moteur généré des imbrulés tels hydrocarbures et monoxyde de carbone

Composition massique du gazole : carbone (C) 87 % ; hydrogène (H) 13 %

Indice du carbone : $87 / 12 = 7,25$; indice de l'hydrogène : $13 / 1 = 13$

Formule chimique : $C_{7,25}H_{13}$

V.5 Applications

V.1 Exercices

Exercice n° 01

Soit un cycle Otto théorique dont le taux de compression est de 8.

Au début de la compression, l'air se trouve à 100 kPa et à 17 °C la chaleur fournie à l'air par cycle est de 800 kJ / kg

Déterminez :

- la température et la pression maximale du cycle
- le travail produit
- le rendement thermique,
- la pression moyenne effective du cycle.

Supposez que les chaleurs massiques de l'air varient en fonction de la température

Données : selon le Tableau on a :

$T_1 = 290 \text{ K} \rightarrow u_1 = 206.91 \text{ kJ/kg} \rightarrow V_{r1} = 676.1$
$T_2 = 652.4 \text{ K} \rightarrow u_2 = 475.11 \text{ kJ/kg} \rightarrow V_{r2} = 84.51$
$T_3 = 1575.1 \text{ K} \rightarrow u_3 = 1275.11 \text{ kJ/kg} \rightarrow V_{r3} = 6.108$
$T_4 = 795.6 \text{ K} \rightarrow u_4 = 588.74 \text{ kJ/kg} \rightarrow V_{r4} = 48.864$

Exercice n° 02

Soit un cycle Diesel théorique dont le taux de compression est de 18.

La chaleur transmise au fluide moteur par cycle est de 1800 kJ/Kg

Au début de la compression, la pression de l'air est de 100 kPa et la température, de 15°C. -Déterminer le rendement thermique et la pression moyenne effective du cycle. Admettez les hypothèses d'air standard simplifiées.

Propriétés : $C_p=1,005 \text{ kJ/kg.K}$, $C_v=0,718 \text{ kJ/kg.K}$, $k=1,4$, $R=0.287 \text{ kJ/kg.K}$

Exercice n° 03

Cocher la seule bonne réponse.

1. La machine thermique qui décrit le cycle de Carnot est appelée machine de Carnot.

Vrai

☐

Faux

☐

2. l'Allemand Nikolaus Otto a construit le moteur à essence en 1876.

Vrai

☐

Faux

☐

3. Pour l'expression du rendement $\eta_{th \text{ Otto}} > \eta_{th \text{ Diesel}}$

☐☐

- | | | | |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
| Vrai | <input type="checkbox"/> | Faux | <input type="checkbox"/> |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
4. le travail net produit durant un cycle $w_{\text{net}} = \text{PME}(V_{\text{max}} - V_{\text{min}})$
- | | | | |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
| Vrai | <input type="checkbox"/> | Faux | <input type="checkbox"/> |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
5. Le compresseur produit le travail.
- | | | | |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
| Vrai | <input type="checkbox"/> | Faux | <input type="checkbox"/> |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
6. La turbine consomme le travail.
- | | | | |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
| Vrai | <input type="checkbox"/> | Faux | <input type="checkbox"/> |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
7. Les moteurs à allumage commandé sont les moteurs Diesel.
- | | | | |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
| Vrai | <input type="checkbox"/> | Faux | <input type="checkbox"/> |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
8. Les moteurs à allumage par compression sont les moteurs à essence.
- | | | | |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
| Vrai | <input type="checkbox"/> | Faux | <input type="checkbox"/> |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
9. Le rôle des régénérateurs est de produire la chaleur.
- | | | | |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
| Vrai | <input type="checkbox"/> | Faux | <input type="checkbox"/> |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
10. L'exergie est le travail inutile.
- | | | | |
|------|--------------------------|------|--------------------------|
| Vrai | <input type="checkbox"/> | Faux | <input type="checkbox"/> |
|------|--------------------------|------|--------------------------|

Exercice n° 04

D'après la représentation de la Figure 1 tracer le diagramme T-s de la turbine à gaz avec refroidissement, réchauffage et régénérateur

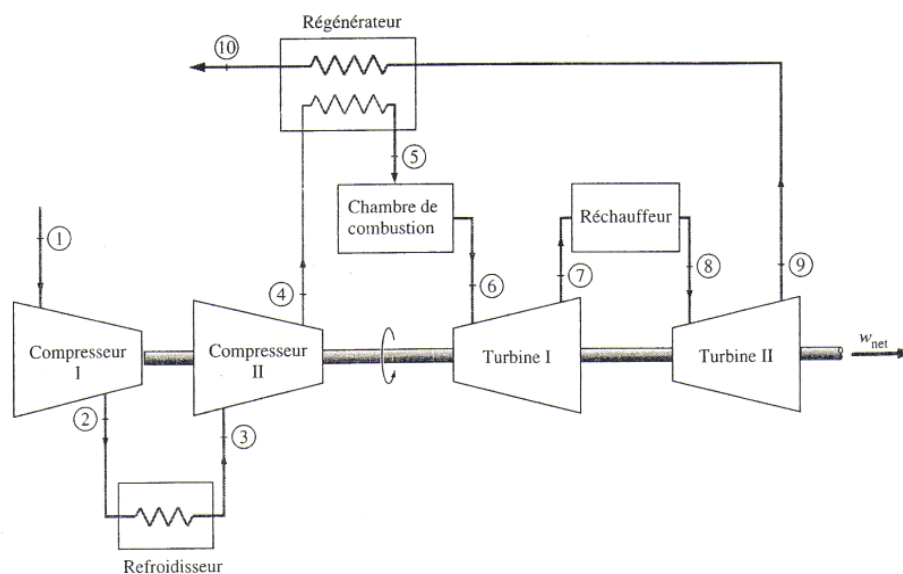


Figure 1 : turbine à gaz munie d'un compresseur à deux étages avec refroidissement

intermédiaire, d'une turbine à deux étages avec réchauffage intermédiaire et d'un régénérateur

Exercice n° 05

Soit une turbine à gaz fonctionnant selon le cycle de Brayton idéal.

Le rapport de pression est de 8. La température à l'entrée du compresseur est de 300 K et à l'entrée de la turbine est de 1300 K.

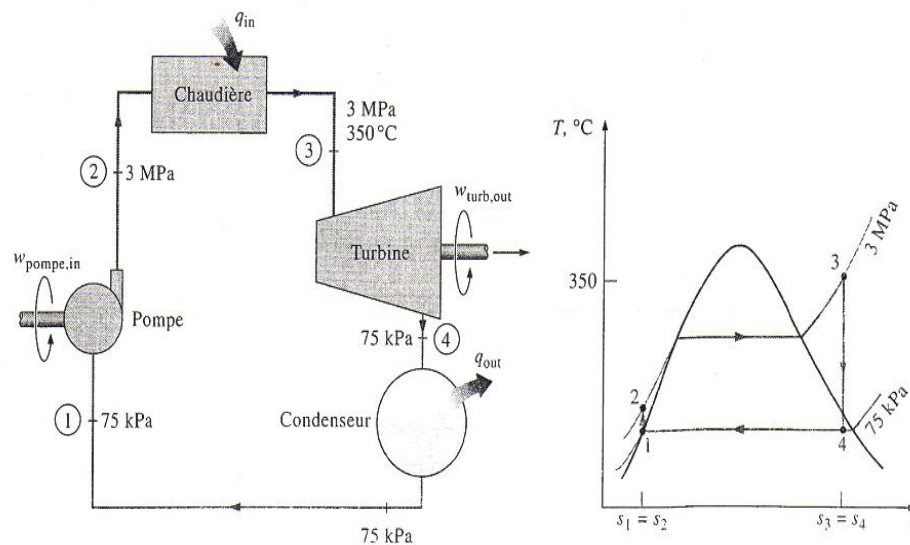
Déterminer :

- la température du gaz aux sorties du compresseur et de la turbine,
 - le rapport du travail,
 - le rendement thermique du cycle
- Admettez les hypothèses d'air standard dans le cycle.

Exercice n° 06

Soit un cycle de Rankine idéal (voir la figure). La vapeur d'eau pénètre dans la turbine à 3 MPa et à 350 °C, et elle est condensée dans le condenseur à 75 kPa.

Déterminer le rendement thermique du cycle.



Exercice n° 07

Soit un mélange gazeux composé de 3 kg d'O₂, de 5 kg de N₂ et de 12 kg de CH₄ (Voir la figure suivante).

3 kg O₂
5 kg N₂
12 kg CH₄

Déterminer :

- a. La fraction massique de chaque constituant
- b. La fraction molaire de constituant
- c. La masse molaire moyenne et la constante du gaz

Exercice n° 08

Soit un réservoir indéformable qui contient 2 kmol d'azote et 6 kmol de gaz carbonique à 15 MPa et à 300K

2 kmol N_2
6 kmol CO_2
300 K
15 MPa
 $V_m = ?$

Déterminer :

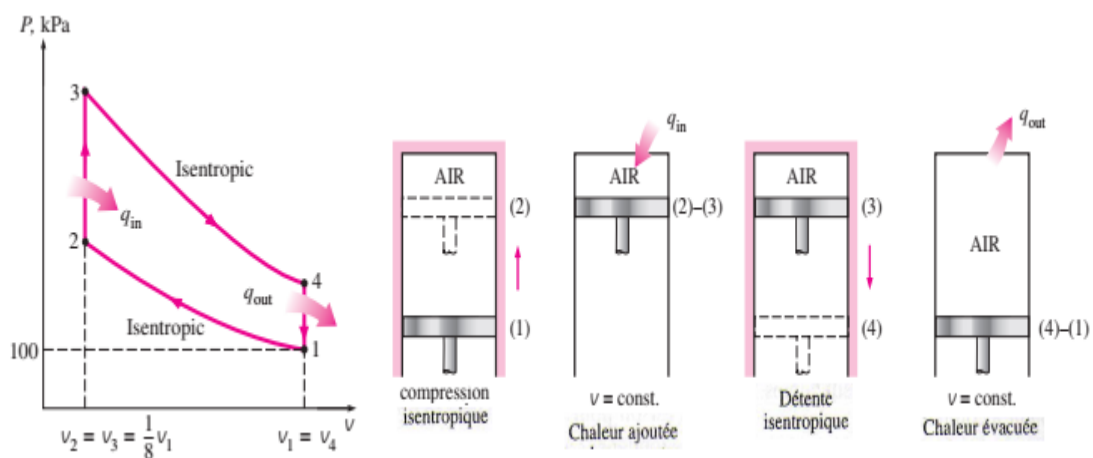
- .- Le volume du réservoir en recourant
 - .a- L'équation des gaz parfaits
 - b- La méthode de Kay
 - c- Facteurs de compressibilité et la loi d'Amagat
 - d- Facteurs de compressibilité et la loi de Dalton.

- **Exercice n° 09**

- Calculer le pouvoir comburivore du gaz de Lacq en Nm^3 d'air par Nm^3 de gaz.
- Calculer son pouvoir fumigène (mêmes unités)
- Calculer son PCI et son PCS.
- On donne les enthalpies de combustion 25°C : DHC, $\text{CH}_4 = -802 \text{ kJ.mol}^{-1}$, DHC, $\text{C}_2\text{H}_6 = -1426 \text{ kJ.mol}^{-1}$, DHC, $\text{C}_3\text{H}_8 = -2042 \text{ kJ.mol}^{-1}$,
- la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 25°C , $L_{\text{eau}, 25^\circ\text{C}} = 2444 \text{ kJ.kg}^{-1}$,
soit $2444 \times 0.018 = 44 \text{ kJ.mol}^{-1}$,
- Composition du gaz: CH_4 95.4%, C_2H_6 3.4%, autres (considérés comme C_3H_8) 0.8%, N_2 0.4%

V.2 EXERCICES RESOLUS

Réponse Exercice n° 01



- a. La température maximale du cycle $T_3 = 1575.1 \text{ K}$
 La pression maximale du cycle $P_3 = 4.345 \text{ MPa}$
- b. le travail produit $W_{net} = 418.17 \text{ kJ/kg}$
- c. le rendement thermique, $\eta_{th} = 0.523 \text{ ou } 52.3\%$
- d. la pression moyenne effective du cycle. $PME = \frac{W_{net}}{V_1 - V_2} = 574 \text{ kPa}$

Réponse Exercice n° 02

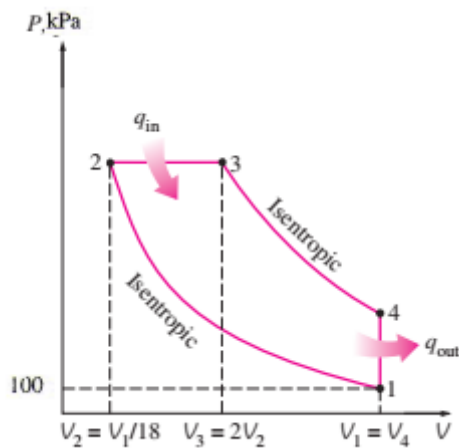


Diagramme P-v et cycle de Diesel de l'application n°02

- a. le rendement thermique, $\eta_{th} = 0.59 \text{ ou } 59\%$
- b. la pression moyenne effective du cycle. $PME = \frac{W_{net}}{V_1 - V_2} = 1360 \text{ kPa}$

Exercice n° 03

1. vrai
2. vrai
3. vrai
4. vrai
5. faux
6. faux
7. faux
8. faux
9. vrai
10. faux

Exercice n° 04

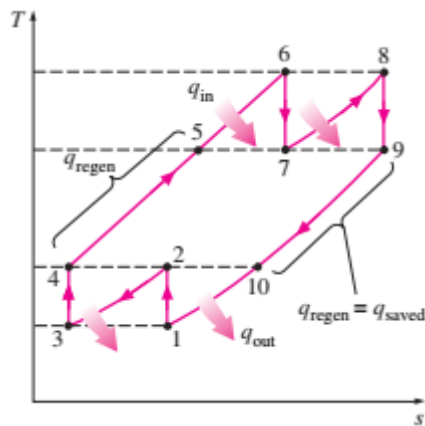


Diagramme T-s de l'Exercice n°04

Exercice n° 05

- a. La température à la sortie du compresseur $T_2 = 540 \text{ K}$
 La température à la sortie de la turbine $T_4 = 770 \text{ K}$
- b. Le rapport du travail $\frac{W_{comp,in}}{W_{turb,out}} = 0.43$
- c. le rendement thermique, $\eta_{th} = 0.426 \text{ ou } 42.6\%$

Exercice n° 06

- a. le rendement thermique, $\eta_{th} = 0.415 \text{ ou } 41.5\%$

Exercice n° 07

- a. La fraction massique de chaque constituant
 $mf_{O_2} = 0.15$, $mf_{N_2} = 0.25$, $mf_{CH_4} = 0.25$
- b. La fraction molaire de constituant
 $y_{O_2} = 0.092$, $y_{N_2} = 0.175$, $y_{CH_4} = 0.733$
- c. La masse molaire moyenne et la constante du gaz
 $M_m = 19.6 \text{ kg/kmol}$, $R_m = 0.424 \text{ kJ/kg.K}$

Exercice n° 08

Le volume du réservoir en recourant

a- L'équation des gaz parfaits

$$V_m = \frac{N_m R_u T_m}{P_m} = \mathbf{1.330 m^3}$$

b- La méthode de Kay

$$V_m = \frac{Z_{mK} N_m R_u T_m}{P_m} = \mathbf{0.652 m^3}$$

c- Facteurs de compressibilité et la loi d'Amagat

$$V_m = \frac{Z_{mA} N_m R_u T_m}{P_m} = \mathbf{0.638 m^3}$$

d- Facteurs de compressibilité et la loi de Dalton.

$$V_m = \frac{Z_{mD} N_m R_u T_m}{P_m} = \mathbf{0.891 m^3}$$

Exercice n° 09

- Réponses: **9.94 Nm³** d'air/Nm³, **10.96 Nm³** d'air/Nm³, PCI = **37024 kJ/Nm³**, PCS = **41032 kJ/Nm³**

V.3 EXERCICES NON RESOLUS

Exercice n° 01

1. Quelles sont les quatre évolutions théoriques qui décrivent le cycle d'Otto ?
2. Quelles sont les turbines qui fonctionnant selon le cycle de Rankine?
3. Quelles sont les turbines qui fonctionnant selon le cycle de Brayton?
4. Comment définit-on l'exergie d'un système ?
5. Quelle est la différence entre la cogénération et la régénération
6. Comment définit-on le cycle de puissance à une seule phase ?
7. Comment définit-on le cycle de puissance à deux phases ?

Exercice n° 02

Démontrez, en vous référant à un gaz parfait comme fluide moteur, que le rendement du cycle de Ericsson est équivalent au rendement du cycle de Carnot exploité entre les mêmes réservoirs thermiques .

Exercice n° 03

Soit le cycle idéal de la turbine à gaz comprenant deux étages de compressions et deux étages de détente .le rapport de pression est de 8 .l'air est admis dans chaque étage de compression à 300 k et dans chaque étage de détente à 1300 k

-déterminer le rapport du travail consommé par le compresseur au travail produit par la turbine

-déterminer le rendement thermique du cycle

Faites les calculs en supposant

a qu'il n'y a pas de régénérateur

b-qu'un régénérateur dont le rendement est de 100 % est employé

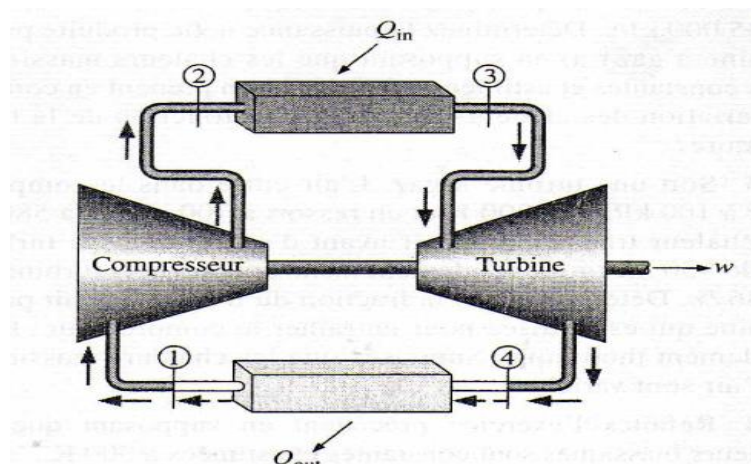
Exercice n° 04

Soit un cycle de Brayton idéal dont les températures minimales et maximales sont de 27 °C et de 727 °C .la pression minimale dans le cycle est de 100 kPa

Et la pression maximale, de 2000 kPa

-déterminer le travail net produit que chaque fois le cycle est effectué

-déterminer également le rendement thermique du cycle

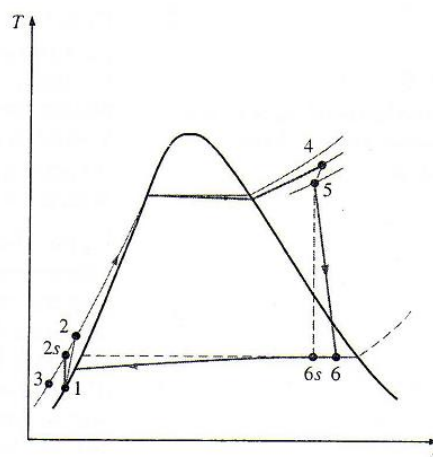
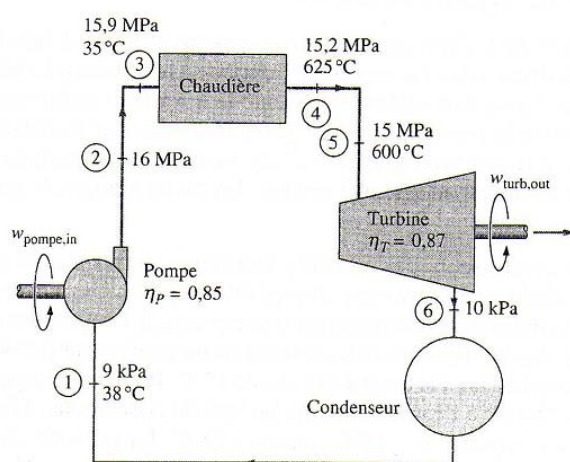


Exercice n° 05

Soit une centrale thermique fonctionnant selon un cycle de puissance à vapeur d'eau (voir la figure). Le rendement isentropique de la turbine est de 87% et celui de la pompe, de 85%.

Déterminer :

- Le rendement thermique du cycle
- La puissance nette produite par la centrale, sachant que le débit massique de vapeur est de 15 kg/s.



Exercice n° 06

Soit une machine thermique alimentée en chaleur par un réservoir à 1200K au taux de 500kJ/s (voir la figure). La machine rejette de la chaleur dans un réservoir à 300K. La puissance que produit la machine est de 180 kW.

Déterminer la puissance réversible et le taux d'irréversibilité de l'évolution

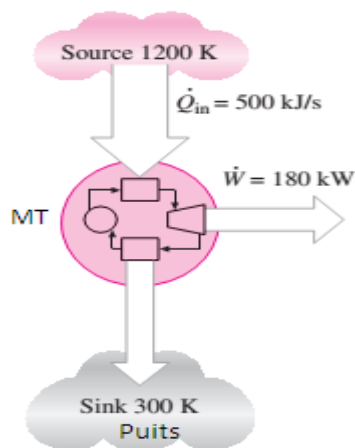


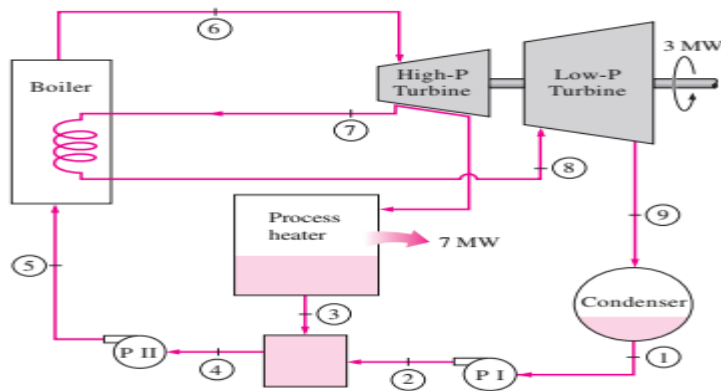
Schéma de l'exemple

Exercice n° 07

Démontrez que le rendement du cycle de Carnot parcouru entre des réservoirs dont les températures sont de T_C et T_F ne dépend que de ces températures

Exercice n° 08

Considérons une centrale de cogénération modifiée avec réchauffe et qui produit 3 MW de puissance et alimente 7 MW de chaleur de processus. La vapeur entre dans la turbine haute pression à 8 MPa et 500 ° C et augmente à une pression de 1 MPa. À cette pression, une partie de la vapeur est extraite de la turbine et acheminé vers le réchauffeur de processus, tandis que le reste est réchauffé à 500 ° C et détendu dans la turbine basse pression à la pression du condenseur de 15 kPa. le condenseur est pompé à 1 MPa et est mélangé avec le vapeur extraite, qui sort du réchauffeur de processus sous forme de liquide comprimé à 120 ° C. Le mélange est ensuite pompé vers la pression de la chaudière. En supposant que la turbine soit isentropique, montrez le cycle sur un diagramme T-s par rapport aux lignes de saturation, et sans tenir compte du travail de la pompe, déterminez le taux de chaleur entrée dans la chaudière



CONCLUSIONS

Les cycles thermodynamiques peuvent également être classés comme les cycles à une seule phase ou le fluide moteur demeure en phase gazeuse tout au long du cycle tandis que dans les cycles à deux phases, le fluide moteur existe en phase vapeur pendant une partie du cycle et en phase liquide pendant une autre partie.

Le cycle thermodynamique peut être d'une autre manière fermés ou ouvert. Dans le cycle fermé, le fluide moteur parcourt de façon cyclique les mêmes évolutions et revient à son état initial à la fin de chaque cycle. Dans le cycle ouvert, le fluide moteur est renouvelé à la fin de chaque cycle.

L'étude des propriétés des gaz a été essentielle au développement de la théorie de la chaleur et dans la mise au point de machines thermiques capable de produire du travail mécanique.

La thermodynamique étudie les rapports entre les phénomènes thermiques et mécaniques relatifs aux corps dans leurs états macroscopiques c'est-à-dire étude des transformations d'énergie-chaleur en énergie-travail et réciproquement.

Lorsqu'un système thermodynamique quelconque subit un cycle de transformations qui la ramène à son état initial, la somme du travail W et de la chaleur Q échangés est nulle. (Premier principe).

La qualité d'une source de chaleur Q croît avec sa température, la part transformable d'énergie-chaleur en énergie-travail de la source de chaleur Q à la température peut être quantifiée au moyen de l'exergie. (Deuxième principe).

On distingue les moteurs à combustion externe et des moteurs à combustion interne, selon la façon dont la chaleur est fournie au fluide moteur. Dans les moteurs à combustion externe la chaleur est transmise au fluide moteur à partir d'une source externe comme source géothermique, un capteur solaire, une chaudière, ou un échangeur de chaleur. Dans les moteurs à combustion interne tels que les moteurs d'automobiles, le fluide moteur est chauffé en enflammant le carburant à l'intérieur des frontières du système.

Le mélange gazeux dépend évidemment des propriétés des gaz individuel, les appelés (composants ou constituants) ainsi que leur proportion relative de chaque gaz, car il s'agit généralement d'un mélange homogène de différents gaz. Le comportement

P-V-T des mélanges gazeux basé sur la La loi de Dalton à propos des pressions et la loi d'Amagat à propos des volumes.

Références

- [1]. Bejan..A. Advanced Engineering Thermodynamics. 2nd ed. New York: Wiley, 1997
- [2]. Borel, L et .Favrat., Thermodynamique et Energétique ,Lausanne ,Presses Polytechniques et Universitaires Romandes,2005
- [3]. Eric G, S, Jean-P T, Cycles thermodynamiques des machines thermiques. Engineering school. Institut polytechnique de Grenoble, 2008
- [4]. Wark K. and Richards, D. E. Thermodynamics. 6th ed. New York: McGraw-Hill, 1999
- [5]. Allister, S, Mc, Jyh, Y, C, and Carlos F, P.Fundamentals of Combustion Processes, Springer editor,2011
- [6]. Pulkrabek, W. Engineering Fundamentals of the InternalCombustion Engine, 2nd ed., Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall, 2004. 1.
- [7]. Bannister, R. L. Silvestri, G. J. Hizume, A. and Fujikawa, T. “High Temperature Supercritical Steam Turbines.”Mechanical Engineering, February 1987, pp. 60–65.
- [8]. Braquilanges , B. and Robert., G. Fonctionnement des réacteurs à neutrons rapides. Technical report, Framatome, juin 1998.
- [9]. Çengel Y. A. and. Boles, M. A Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th ed, McGraw-Hill, 2006
- [10]. Holman .J. P. Thermodynamics. 3rd ed. New York:McGraw-Hill, 1980.
- [11]. www.azprocede.fr/Cours / les notions de la combustion
- [12]. www.leseoliennes.be/turbinegaz.htm/Olivier Perrot cours/ thermodynamique

