



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed BOUDIAF
Faculté de Génie Mécanique
Département de Génie Mécanique



THERMODYNAMIQUE ET INSTALLATIONS ENERGETIQUES



COURS ET EXERCISES

BENZERDJEB ABDELOUAHAB

◆2017◆

**THERMODYNAMIQUE
ET
INSTALLATIONS ENERGETIQUES**

**COURS
ET
EXERCISES**

**Dr. BENZERDJEB ABDELOUAHAB
2017**

AVANT-PROPOS

Cet ouvrage a été élaboré principalement à l'intention des étudiants suivant la formation pour l'obtention du diplôme Master option Installations Energétiques et Turbomachines. Cependant, il peut bien être d'une bonne utilité pour d'autres étudiants, notamment les étudiants suivant la formation pour l'obtention du diplôme Master option Energétiques et Construction Mécanique ainsi que les étudiants de troisième année préparant une licence en Energétique.

Cet ouvrage est un recueil de cours, relevant de la thermodynamique et de son application aux différentes principales Installations Energétiques, et de quelques exercices d'applications relatives avec solutions détaillées et d'autres sans solutions mais avec les réponses numériques. Cela permettra aux étudiants de les résoudre eux-mêmes et de vérifier leurs résultats avec les réponses données à la fin des énoncés de chaque exercice.

L'objectif de ce recueil est principalement de permettre aux étudiants d'avoir une meilleure vision et compréhension sur l'application de la thermodynamique aux systèmes énergétiques principalement dans le domaine industriel et en même temps d'améliorer leurs connaissances et leur savoir sur la thermodynamique et les installations énergétiques.

Après, un rappel sur les principales notions et base de la thermodynamique dans le premier chapitre, les chapitres suivants présentent une description générale des principales installations énergétiques avec les différents cycles thermodynamiques de leur fonctionnement suivis d'analyses énergétiques qui détermineront, pour les différentes transformations thermodynamiques de ces cycles :

- Les différentes quantités de chaleur échangées
- Les différentes quantités de travaux échangés
- Les puissances
- Le rendement thermique

La convention du signe utilisée considère 'positive' toute quantité d'énergie reçu par le système thermodynamique ou le cycle (donc fournie par le milieu extérieur) et 'négative' toute quantité d'énergie cédée par le système

thermodynamique ou le cycle (donc reçu par le milieu extérieur). Les quantités spécifiques ou massiques (par unité de masse généralement per Kg) sont désignées par des lettres minuscules telles que v , u , q , w , h et s (volume, énergie interne, chaleur, travail, enthalpie et entropie tous spécifique ou massique) et V , U , Q , W , H et S (volume, énergie interne, chaleur, travail, enthalpie et entropie tous pour la masse totale).

Les installations énergétiques étudiées dans cet ouvrage sont :

- Les moteurs à combustion interne (**MCI**)
- Les installations de turbines à gaz (**TAG OU TG**)
- Les Installations de turbines à vapeur et de cogénération ou de thermification (**TAV OU TV**)
- Les Installations frigorifiques et du froid industriel et pompe à chaleur
- Les Installations de chauffage et de climatisation

Le plaisir, la modestie de partager le savoir avec les étudiants, le désir, le souhait et l'espoir de les voir bénéficier de ce modeste et humble travail présentent la principale motivation.

- TABLE DES MATIERES -

Avant-Propos	I
Nomenclature	VIII
 CHAPITRE I NOTIONS ET RAPPELS THERMODYNAMIQUES	
I – 1 Etat thermodynamique	1
I – 2 Quantités et fonctions d'état thermodynamiques	1
I-2-1 Convention du signe	1
I-2-2 Quantité de chaleur ‘‘Q’’	2
I-2-3 Quantité de travail ‘‘W’’	3
I-2-4 Energie interne ‘U’	3
I-2-5 Enthalpie ‘H’	4
I-2-6 Entropie ‘S’	4
I-2-7 Exergie ‘X _h ’ ou ‘E _x ’	5
I-2-8 Constantes des gaz	5
I-2-8-1 Constante universelle des gaz ‘R’	5
I-2-8-1 Constante spécifique d’un gaz ‘r’	6
I – 3 Transformations Thermodynamiques	6
I-3-1 Représentation des différents transformations thermodynamiques	6
I-3-2 Analyse des différentes transformations thermodynamiques	7
I-3-2-1 Transformation isobare	7
I-3-2-2 Transformation isotherme	7
I-3-2-3 Transformation isochore	8
I-3-2-4 Transformation adiabatique	8
I-3-2-5 Transformation polytropicque	9
I – 4 Rendement thermodynamique d’un cycle ‘η _{th} ’	10
I – 5 Le Cycle de Carnot	11
I-5-1 Description du cycle de Carnot	11
I-5-2 Rendement du cycle de Carnot	11
I – 6 Types de machines thermiques	12
I-6-1 Machines thermiques motrices	12
I-6-2 Machines thermiques réceptrices	13
I – 7 Rendements internes ou isentropiques	14
I-7-1 Rendement interne d’une machine motrice	15

I-7-2 Rendement interne d'une machine réceptrice	15
I – 8 Puissances, consommations et autres rendements	15
I-8-1 Puissances	16
I-8-2 Consommation horaire et spécifique du combustible	16
I-8-3 Consommation spécifique de la vapeur	17
I-8-4 Les différents rendements d'une installation turbo-génératrice	17
I – 9 Bilan et rendement exergétiques	19
I-9-1. Pertes exergétiques	19
I-9-2. Rendement exergétique 'H _x '	20
I – 10 Exercices résolus	20
I-10-1 Exercice 1	20
I-10-2 Exercice 2	21
I-10-3 Exercice 3	23
I – 11 Exercices non résolus avec réponses	27
I-11-1 Exercice 1	27
I-11-2 Exercice 2	27
I-11-3 Exercice 3	28
I-11-4 Exercice 4	28
I-11-5 Exercice 5	29

CHAPITRE II
LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE
(MCI)

II – 1 Introduction	30
II – 2 Différents types de cycles et de moteur	30
II-2-1 Cycle Otto ou cycle de beaux de rochas	30
II-2-1 Cycle diesel ou cycle à injection	33
II-2-1 Cycle semi diesel ou cycle mixte de Sabathé ou de Trinckler	34
II – 3 Comparaison des cycles présentés	36
II – 4 Exercices résolus	37
II-4-1 Exercice 1:	37
II-4-2 Exercice 2:	38
II – 5 Exercices non résolus avec réponses	39
II-5-1 Exercice 1	39
II-5-2 Exercice 2	40

CHAPITRE III
LES INSTALLATIONS ET CYCLES DE TURBINES A GAZ
(TAG OU TG)

III – 1 Introduction	42
III – 2 Schéma général et principe de fonctionnement d'une installation turbine à gaz	43

III-2-1- Schéma général et composition d'une installation de turbine à gaz	43
III-2-2- Principe de fonctionnement d'une installation de turbine à gaz	44
III – 3 Différents types de cycle de fonctionnement des turbines à gaz	44
III-3-1- Cycle à combustion isobare sans récupération	45
III-3-1-1 Cycle de joule ou de Brayton (compression adiabatique)	45
III-3-1-2 Cycle à compression isotherme	47
III-3-2- Cycle à combustion isobare avec récupération	49
III-3-2-1 Cycle à combustion isobare avec récupération et compression isotherme	50
III-3-2-2 Cycle à combustion isobare avec récupération et compression adiabatique	51
III-3-3- Cycle à combustion isochore	52
III-3-3- Cycle à gaz complexes	53
III-3-3-1 Cycle à détente et compression multi étagées avec refroidissement intermédiaire, récupération et réchauffe intermédiaire	53
III-3-3-2 Cycle à gaz avec injection de vapeur d'eau	56
III-3-3-3 Cycle ferme	57
III – 4 Exercices résolus	58
III-4-1 Exercice 1	58
III-4-2 Exercice 2	60
III – 5 Exercices non résolus avec réponses	62
III-5-1 Exercice 1	62
III-5-2 Exercice 2	63

CHAPITRE IV
INSTALLATIONS DE TURBINES A VAPEUR ET DE
COGENERATION OU DE THERMIFICATION
ET CYCLES A VAPEUR
(TAV ou TV)

IV – 1 Introduction	64
IV – 2 Schéma général et principe de fonctionnement d'une installation turbine à vapeur	65
IV-2-1- Schéma général et composition d'une installation turbine à vapeur	65
IV-2-2- Principe de fonctionnement d'une installation turbine à vapeur	66
IV – 3 Différents types de cycle de fonctionnement des turbines à vapeur	66
IV-3-1- Cycle de Carnot	67
IV-3-2- Cycle de Rankine	68
IV-3-3- Cycle de Rankine à surchauffe (cycle de Hirn)	70
IV-3-4- Cycle à resurchauffe (double surchauffe)	72
IV-3-5- Cycle à double resurchauffe (triple surchauffe)	75
IV-3-6- Cycle à récupération de chaleur (a soutirages)	77
IV – 4 Installation à deux cycles (cycle binaire) et cycle combiné	81
IV-4-1- Cycle à deux fluides liquide- liquide	81

IV-4-2- Cycle combiné gaz-vapeur	83
IV – 5 Installations de cogénération ou thermification	85
IV – 6 Cycles supercritiques	87
IV – 7 Exercices résolus	87
IV-7-1 Exercice 1	87
IV-7-2 Exercice 2	89
IV – 8 Exercices non résolus avec réponses	93
IV-8-1 Exercice 1	93
IV-8-2 Exercice 2	94
IV-8-3 Exercice 3	95

CHAPITRE V
INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES ET DU FROID INDUSTRIEL
ET POMPE A CHALEUR

V – 1 Introduction	97
V – 2 Principe de fonctionnement	98
V – 3 Les fluides frigorigènes	99
V-3 -1 Fluides frigorigènes actuel	99
V-3 -2 Fluides frigorigènes de substitution	100
V – 4 Efficacité d'une installation frigorifique	100
V – 5 Cycles et types d'installation frigorifique	102
V-5-1 Installations frigorifiques à compression d'air	102
V-5-2 Installations frigorifiques à vapeur	104
V-5-2-1 Cycle d'une machine frigorifique avec compression mono-étagée	104
V-5-2-1-1 Cycle de base	104
V-5-2-1-2 Cycle avec sous refroidissement	105
V-5-2-2 Cycle d'une machine frigorifique avec compression bi-étagée	106
V-5-2-2-1 Cycle d'une machine frigorifique avec compression bi-étagée et détente mono-étagée	106
V-5-2-2-2 Cycle d'une machine frigorifique avec compression et détente bi-étagées à injection partielle	109
V-5-2-2-3 Cycle d'une machine frigorifique avec compression et détente bi-étagées à injection totale	111
V – 6 Détermination de la pression intermédiaire	112
V – 7 Applications des cycles frigorifiques	113
V – 8 Notions sur le bilan frigorifique et sur le dimensionnement d'une installation frigorifique	114
V-8-1 Bilan frigorifique d'une chambre froide	114
V-8-1-1 Puissance frigorifique moyenne	115

V-8-1-2 Puissance frigorifique majorée	115
V-8-2 Notions sur le dimensionnement d'une installation frigorifique et sur le choix des composants	115
V – 9 Notions sur l'installation de pompe à chaleur	116
V – 10 Exercices résolus	118
V-10-1 Exercice 1	118
V-10-2 Exercice 2	120
V-10-3 Exercice 3	122
V-10-4 Exercice 4	124
V – 11 Exercices non résolus avec réponses	126
V-11-1 Exercice 1	126
V-11-2 Exercice 2	127
CHAPITRE VI	
INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE ET DE CLIMATISATION	
VI – 1 Diagramme de l'air humide ou diagramme psychrométrique	129
VI – 2 Propriétés thermodynamiques de l'air	130
VI-2 -1 Température sèche	130
VI-2 -2 Température de rosée ' T_r '	131
VI-2 -3 Température humide ' T_h '	131
VI-2 -4 Humidité absolue ' w '	131
VI-2 -5 Humidité relative ' H_r ' ou ' ϕ ' ou ' ψ '	132
VI-2 -6 Pression partielle de vapeur d'eau	132
VI-2 -7 Pression de saturation de la vapeur d'eau	132
VI-2 -8 Enthalpie spécifique de l'air humide	132
VI – 3 Centrale de traitement d'air	134
VI-3-1 Introduction	134
VI-3-2 Description d'une centrale de traitement d'air	134
VI-3-3 Les constituants d'une centrale à air	135
VI-3-4 Principe de fonctionnement d'une centrale à air	136
VI-3-4-1 Fonctionnement hiver	136
VI-3-4-2 Fonctionnement été	136
VI – 4 Exercices résolus	137
VI-5-1 Exercice 1	137
Vi-4-2 Exercice 2	138
Bibliographie	139

- NOMENCLATURE -

CSC	consommation spécifique du combustible	Kg/s
CEF	coefficient d'effet frigorifique	
CHC	consommation horaire du combustible	Kg/h
C_n	chaleur spécifique pour un processus polytropique	J/(Kg.K) ou Cal/(Kg.K) ou J/mole.K ou Cal/mole.K
CP ou COP	coefficient de (ou of) performance	
C_p	chaleur spécifique pour un processus à pression constante (isobare)	J/(Kg.K) ou Cal/(Kg.K) ou J/mole.K ou Cal/mole.K
CSV	consommation spécifique de la vapeur	Kg/KW.h
C_v	chaleur spécifique pour un processus à volume constant (isochore)	J/(Kg.K) ou Cal/(Kg.K) ou J/mole.K ou Cal/mole.K
C_x	chaleur spécifique pour la transformation thermodynamique x	J/(Kg.K) ou Cal/(Kg.K) ou J/mole.K ou Cal/mole.K
C_γ	chaleur spécifique pour un processus adiabatique	J/(Kg.K) ou Cal/(Kg.K) ou J/mole.K ou Cal/mole.K
D_m	débit massique	Kg/s
E_x ou X_h	éxergie	J ou Cal
H	enthalpie	J ou Cal
h	enthalpie spécifique massique ou molaire	J/Kg ou Cal/Kg ou J/mole ou Cal/ mole
m	masse	Kg
M	masse molaire	g/mole ou Kg/Kmole
$M_{air\alpha\alpha\alpha\alpha\alpha}$	masse molaire de l'air	g/mole ou Kg/Kmole
M_{eau}	masse molaire de l'eau	g/mole ou Kg/Kmole

NOMENCLATURE

n	exposant polytropique ou nombre de moles	
P	Pression	bar ou Pascal ou Atmosphère ou Kgf/ cm ²
P	Puissance	Watt
PCI	pouvoir calorifique inférieur du combustible	J/Kg ou Cal/Kg
Q	quantité de chaleur ou d'énergie de chaleur	J ou Cal
q	quantité de chaleur ou d'énergie de chaleur spécifique massique ou molaire	J/Kg ou Cal/Kg ou J/mole ou Cal/ mole
R	constante universelle des gaz	J/mole.K ou Cal/mole.K
r	constante spécifique du gaz	J/(Kg.K) ou Cal/(Kg.K)
S	entropie	J ou Cal
s	entropie spécifique massique ou molaire	J/(Kg.K) ou Cal/(Kg.K) ou J/mole.K ou Cal/mole.K
T	température	° C ou K
U	énergie interne	J ou Cal
u	énergie interne spécifique massique ou molaire	J/Kg ou Cal/Kg ou J/mole ou Cal/mole
V	volume	m ³ ou l
v	volume spécifique	m ³ /Kg ou l/Kg
W	quantité de travail ou d'énergie de travail	J ou Cal
w	quantité de travail ou d'énergie de travail spécifique massique ou molaire	J/Kg ou Cal/Kg ou J/mole ou Cal/mole
w	humidité absolue de l'air	
X	titre de vapeur	
X _h	éxergie	J ou Cal
X _q	éxergie-chaleur	J ou Cal
y _e	fraction molaire de vapeur d'eau	
y _e ^{eq}	fraction molaire de vapeur d'eau à saturation (ou fraction effective)	

α	rapport entre la masse molaire de l'eau et celle de l'air
θ_k	facteur de Carnot
ϵ_C	taux de compression (rapport de pression)
ϵ_{cal}	efficacité calorifique d'une pompe à chaleur
ϵ_{CV}	taux de compression volumétrique (rapport de volume)
ϵ_d	taux de détente préalable
ϵ_f	efficacité frigorifique
ϵ_p	efficacité d'une pompe à chaleur
η	rendement
η_{th}	rendement thermique d'un cycle
η_x	rendement énergétique d'un cycle
γ	exposant adiabatique
τ	taux d'élévation de température dans le récupérateur

Indice/abréviation

Adiab	adiabatique
BC	batterie de post-chauffage
BI	bouteille intermédiaire de mélange
BP	préchauffeur (batterie de préchauffage)
BR	batterie de refroidissement
BS et BE	bouches de soufflage et d'extraction de l'air
c	compression ou compresseur
CECp	coefficient d'effet calorifique d'une pompe à chaleur
CF	caisson de filtration
ch	chaudière ou chambre de combustion
CM	caisson de mélange
COM ou CM	coefficient de majoration
comp	compression ou compresseur
COND	condenseur
COPp	coefficient de performance d'une pompe à chaleur
DET ou D	détendeur
E-Ci	entrée du compresseur Ci
ef	effectif
el	électrique
EVAP	évaporateur
frig	frigorifique ou frigorigène
g ou glob	global

ge	génératrice électrique
GS et GE	gainés de soufflage et gainés d'extraction de l'air
H	humidificateur
H_R ou φ ou ψ	humidité relative de l'air
i	interne
inst	installation
int	intermédiaire
irrév	irréversible
is	isentropique
Isot	isotherme
liq	liquide
M	clapet de réglage et de mélange
mot	moteur
p	pompe
$P_{v\text{-eau}}$ ou P_e	pression partielle de la vapeur d'eau
$P_{vs\text{-eau}}$ ou P_{e-s}	pression de saturation de la vapeur d'eau
rec	récupération
rev	réversible
S-Ci	sortie du compresseur Ci
SEP	Séparateur (liquide-vapeur)
SG	séparateur de gouttelettes
SR	système de fonctionnement et de régulation
T	turbine
T_h	température humide de l'air
th ou théo	théorique
TH	thermostat
T_r	température de rosée de l'air
turb	turbine
Tuy	tuyauterie
v-liq	vapeur-liquide
VS	ventilateur

CHAPITRE I

NOTIONS ET RAPPELS THERMODYNAMIQUES

I – 1. ETAT THERMODYNAMIQUE

L'état thermodynamique d'un fluide (ou d'un système thermodynamique) est principalement caractérisé par :

- sa pression 'P' généralement en bar ou Pascal ou Atmosphère
- sa température 'T' généralement en degré Celsius '° C' ou en degré Kelvin 'K'
- son volume 'V' en 'm³' ou en litre 'l' ou son volume spécifique 'v' en 'm³/Kg' ou en 'l/Kg'

et éventuellement par :

- son énergie interne 'U' en Joule 'J' ou Calorie 'Cal' ou son énergie interne spécifique ou massique 'u' en 'J/Kg' ou 'Cal/Kg' ou par unité de moles 'J/mole' ou 'Cal/ mole'
- son enthalpie 'H' en Joule 'J' ou 'Cal' ou son enthalpie spécifique ou massique 'h' en 'J/Kg' ou 'Cal/Kg' ou par unité de moles 'J/mole' ou 'Cal/ mole'
- son entropie 'S' en 'J/K' ou 'Cal/K' ou son entropie spécifique ou massique 's' en 'J/(Kg.K)' ou 'Cal/(Kg.K)' ou par unité de moles 'J/mole.K' ou 'Cal/ mole.K'
-

N.B : les quantités et fonction d'état thermodynamiques spécifiques ou massiques seront désignées par des lettres ou symboles minuscules.

I – 2. QUANTITES ET FONCTIONS D'ETAT THERMODYNAMIQUES

I-2-1 CONVENTION DU SIGNE

Le signe des quantités d'énergie échangées entre un système thermodynamique et le milieu extérieur peut être différent d'un ouvrage à l'autre ou entre la convention Européenne et la convention Américaine. Dans cet ouvrage la convention suivante est adoptée :

- toutes les quantités d'énergie reçues par le système thermodynamique et donc fournis par le milieu extérieur sont considérées positives
- inversement elles sont considérées négatives

I-2-2 QUANTITE DE CHALEUR ‘Q’

La quantité de chaleur ou d'énergie de chaleur échangée Q_{1-2} (cédée ou fournit) en Joule 'J' ou en Calorie 'Cal', entre un système thermodynamique et le milieu extérieur, pendant une transformation d'un état thermodynamique d'un état thermodynamique initial 1 à un état thermodynamique final 2 (suivant un processus 'x') est donnée par la relation générale,

$$Q_{1-2} = m \cdot C_x \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{I-1})$$

où :

m = masse totale du fluide

T_1 = température du fluide thermodynamique à l'état thermodynamique initial 1

T_2 = température du fluide thermodynamique à l'état thermodynamique final 2

C_x = chaleur spécifique correspondante au processus de la transformation thermodynamique considérée (en Joule ou Calorie par degré et par gramme ou Kilogramme)

$C_x = C_v$: pour un processus à volume constant dit isochore

$C_x = C_p$: pour un processus à pression constante dit isobare

$C_x = C_n$: pour un processus polytropique, de coefficient polytropique 'n', pendant lequel la pression et le volume sont reliés par la relation $PV^n = Cst$

$C_x = 0$: pour un processus adiabatique (pas d'échange avec le milieu extérieur) et isentropique lorsque le processus est en plus réversible

La quantité de chaleur ou d'énergie de chaleur correspondante par unité de masse q_{1-2} , dite massique ou spécifique (en J/Kg ou Cal/Kg) est donnée par la relation générale,

$$q_{1-2} = C_x \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{I-2})$$

Dans le cas particulier d'une transformation à température constante, dite isotherme, la quantité de chaleur échangée Q_{1-2} est déterminé à partir de l'équation du premier principe de la thermodynamique qui sera présenté ultérieurement. Dans ce cas la variation de l'énergie

interne sera nulle avec la supposition que la variation des énergies potentielle et cinétique sont négligeables ou carrément nulles.

I-2-3 QUANTITE DE TRAVAIL ‘W’

La quantité de travail ou d'énergie de travail échangée W_{1-2} (cédée ou fournit) en Joule ‘J’ ou en Calorie ‘Cal’, entre un système thermodynamique et le milieu extérieur, pendant une transformation d'un état thermodynamique initial 1 à un état thermodynamique final 2 (Fig. I-1) est donnée par la relation générale,

$$W_{1-2} = - \int_1^2 P dV \quad (I-3)$$

ou par unité de masse,

$$w_{1-2} = - \int_1^2 P dv \quad (I-4)$$

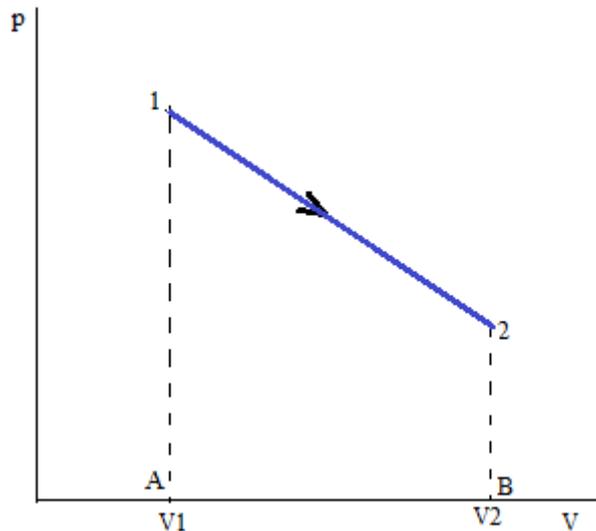


Figure. I-1 Transformation 1-2 sur le diagramme P-V (de Clapeyron)

Cette quantité de travail est représentée sur le diagramme P-V (de Clapeyron) de la figure I-1 par la surface 1-2-B-A limitée par la transformation 1-2 et le segment A-B (V_1-V_2).

I-2-4 ENERGIE INTERNE ‘U’

L'énergie interne est déterminée sous forme de variation entre deux états 1 et 2 d'une transformation thermodynamique d'un système et elle est égale à la somme des quantités de chaleur et de travail échangées pendant cette transformation, soit pour la masse totale,

$$dU = dQ + dW \quad (I-5)$$

ou

$$\Delta U_{1-2} = U_2 - U_1 = Q_{1-2} + W_{1-2} = Q_{1-2} - \int_1^2 PdV \quad (I-6)$$

avec :

$U_2 - U_1 =$ variation de l'énergie interne pendant cette transformation

$Q_{1-2} =$ quantités de chaleur échangée pendant cette transformation

$W_{1-2} = - \int_1^2 PdV =$ quantité de de travail échangées pendant cette transformation et dont l'expression dépend du type de celle-ci.

Les équations I-5 et I-6 par unité de masse donnent,

$$du = dq + dw \quad (I-7)$$

ou

$$\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1 = q_{1-2} + w_{1-2} = q_{1-2} - \int_1^2 PdV \quad (I-8)$$

I-2-5 ENTHALPIE 'H'

L'enthalpie est égale à la somme de l'énergie interne 'U' et du produit de la pression 'P' et du volume 'V' soit,

$$H = U + PV \quad (I-9)$$

Soit pour la variation d'enthalpie,

$$dH = dU + d(P.V) \quad (I-10)$$

Les équations I-9 et I-10 sous forme massique deviennent respectivement,

$$h = u + P.v \quad (I-11)$$

$$dh = du + d(P.v) \quad (I-12)$$

I-2-6 ENTROPIE 'S'

La variation de l'entropie pendant une transformation thermodynamique 1-2 qui découle du second principe de la thermodynamique est donnée par,

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (I-13)$$

qui donne,

$$\Delta S_{1-2} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (I-14)$$

ou sous forme massique,

$$\Delta S_{1-2} = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T} \quad (I-15)$$

Pour une transformation isotherme (T=cst) l'équation I-14 et I-15 donnent,

$$\Delta S_{1-2} = S_2 - S_1 = \frac{Q_{1-2}}{T} \quad (I-16)$$

$$\Delta S_{1-2} = s_2 - s_1 = \frac{q_{1-2}}{T} \quad (I-17)$$

I-2-7 EXERGIE 'X_h' ou 'E_x'

L'exergie 'X_h' ou 'E_x', qui permet d'englober les deux premiers principes de la thermodynamique dans l'analyse thermodynamique d'un système (bilan exergetique), est égale à la différence entre l'énergie interne 'U' et le produit de la température du milieu extérieur 'T₀' par l'entropie 'S',

$$X_h = H - T_0 .S \quad (I-15)$$

ou sous forme massique,

$$x_h = h - T_0 .s \quad (I-16)$$

Remarque : Lors d'une transformation thermodynamique le travail maximum que peut fournir un système thermodynamique est égal à la diminution de son exergie.

I-2-8 CONSTANTES DES GAZ

I-2-8-1 CONSTANTE UNIVERSELLE DES GAZ 'R'

La constante universelle des gaz 'R' ou tout simplement la constante des gaz est invariable et représente la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température d'une mole de n'importe quel gaz d'1 degré Celsius ou Kelvin ; elle est égale à 8,314 J/Mole.K.

I-2-8-1 CONSTANTE SPECIFIQUE D'UN GAZ 'r'

La constante spécifique d'un gaz ou tout simplement la constante d'un gaz 'r' est unique pour chaque gaz et représente la quantité de chaleur nécessaire pour élever la température d'1 Kg d'un gaz d'1 degré Celsius ou Kelvin ; pour l'air elle est égale à 287 J/Kg.K.

Remarque : Ces deux constantes sont reliées par la masse molaire du gaz considéré \mathcal{M} ($= 28,97$ g/mole ou Kg/Kmole pour l'air) tel que :

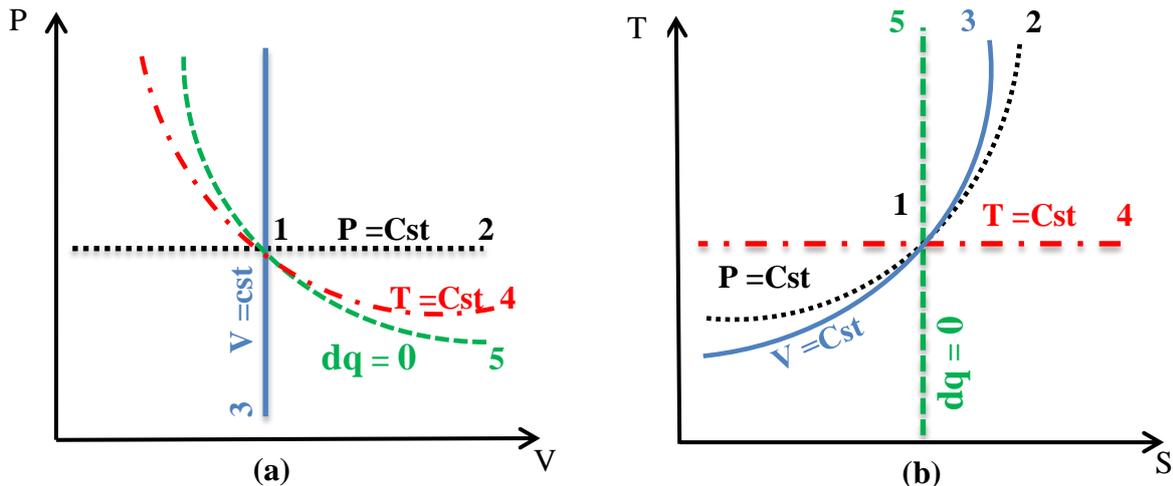
$$R = r \times \mathcal{M} \quad \text{ou} \quad r = R/\mathcal{M}$$

avec $\mathcal{M} = m/n$ (m et n masse et nombre de moles de la quantité du gaz considéré)

I – 3. TRANSFORMATIONS THERMODYNAMIQUES

I-3-1 REPRESENTATION DES DIFFERENTS TRANSFORMATIONS THERMODYNAMIQUES

Avant de déterminer les expressions des différentes quantités d'énergie échangées pour différents types de transformation thermodynamique (isobare, isotherme, isochore, adiabatique et polytropique) il serait utile de les représenter sur les diagrammes P-V et T-S (figure I-2) afin de connaître et de distinguer les allures générales des courbes correspondantes.



Figures I-2 Transformations thermodynamiques sur les diagrammes : (a) P-V et (b) T-S

1-2 : transformation thermodynamique isobare

1-3 : transformation thermodynamique isochore

1-4 : transformation thermodynamique isotherme

1-5 : transformation thermodynamique adiabatique

I-3-2 ANALYSE DES DIFFERENTES TRANSFORMATIONS THERMODYNAMIQUES

I-3-2-1 Transformation Isobare

Pour une transformation isobare ($P = \text{cst}$) la loi des gaz parfaits se réduit à :

$$\frac{V}{T} = \text{cst} = K \quad (\text{I-17})$$

Les équations I-1, I-3, I-6 and I-14 donnent pour une masse m ,

$$Q_{1-2} = m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{I-18})$$

$$W_{1-2} = - P \cdot (V_2 - V_1) \quad (\text{I-19})$$

$$\begin{aligned} \Delta U_{1-2} &= U_2 - U_1 \\ &= m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) - P \cdot (V_2 - V_1) \\ &= m \cdot C_v \cdot (T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (\text{I-20})$$

$$\begin{aligned} \Delta S_{1-2} &= S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{m \cdot C_p \cdot dT}{T} \\ &= m \cdot C_p \cdot \ln (T_2 / T_1) \end{aligned} \quad (\text{I-21})$$

I-3-2-2 Transformation Isotherme

Pour une transformation isotherme ($T = \text{cst}$) la loi des gaz parfaits se réduit à :

$$P \cdot V = \text{cst} = K \rightarrow V_2 / V_1 = P_1 / P_2 \quad (\text{I-22})$$

La variation d'énergie interne est nulle,

$$\Delta U_{1-2} = U_2 - U_1 = 0 \quad (\text{I-23})$$

et donc $U_2 = U_1$

Les équations I-1, I-3, I-5 and I-14 donnent,

$$- Q_{1-2} = W_{1-2} = - n \cdot R \cdot T \cdot \ln (V_2 / V_1) = n \cdot R \cdot T \cdot \ln (P_1 / P_2) \quad (\text{I-24a})$$

$$= - m \cdot r \cdot T \cdot \ln (V_2 / V_1) = m \cdot r \cdot T \cdot \ln (P_1 / P_2) \quad (\text{I-24b})$$

$$\Delta S_{1-2} = S_2 - S_1 = n \cdot R \cdot \ln (V_2 / V_1) = n \cdot R \cdot \ln (P_1 / P_2) \quad (\text{I-25a})$$

$$= m \cdot r \cdot \ln (V_2 / V_1) = m \cdot r \cdot \ln (P_1 / P_2) \quad (\text{I-25b})$$

I-3-2-3 Transformation Isochore

Pour une transformation isochore ($V = \text{cst}$) la loi des gaz parfaits se réduit à :

$$\frac{P}{T} = \text{cst} = K \quad (\text{I-26})$$

Les équations I-1, I-3, I-6 and I-14 donnent,

$$Q_{1-2} = m \cdot C_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{I-27})$$

$$W_{1-2} = 0 \quad (\text{I-28})$$

$$\begin{aligned} \Delta U_{1-2} &= U_2 - U_1 \\ &= m \cdot C_p \cdot (T_2 - T_1) - P \cdot (V_2 - V_1) \\ &= m \cdot C_v \cdot (T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (\text{I-29})$$

$$\Delta S_{1-2} = S_2 - S_1 = Q_{1-2} = m \cdot C_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (\text{I-30})$$

I-3-2-4 Transformation Adiabatique

Pour une transformation adiabatique réversible donc isentropique la variation de l'entropie et la quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieur sont nulles,

$$Q_{1-2} = \Delta S_{1-2} = S_2 - S_1 = 0 \quad (\text{I-31})$$

Cette transformation est en plus caractérisée par la une deuxième loi,

$$P \cdot V^\gamma = \text{cst} = K \quad (\text{I-32})$$

ou $\gamma = C_p / C_v =$ exposant ou coefficient adiabatique

Les équations I-3, I-5, I-6 and I-14 donnent,

$$W_{1-2} = \frac{P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1}{\gamma - 1} = \frac{m \cdot r}{\gamma - 1} (T_2 - T_1) \quad (I-33a)$$

$$= \frac{n \cdot R}{\gamma - 1} (T_2 - T_1) \quad (I-33b)$$

$$\Delta U_{1-2} = U_2 - U_1 = W_{1-2} = \frac{P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1}{\gamma - 1} = \frac{m \cdot r}{n - 1} (T_2 - T_1) \quad (I-34a)$$

$$= \frac{n \cdot R}{n - 1} (T_2 - T_1) \quad (I-34b)$$

I-3-2-5 Transformation Polytropique

Une transformation polytropique est en plus régit par une deuxième loi,

$$P \cdot V^n = \text{cst} = K \quad (I-35)$$

ou n est l'exposant ou coefficient polytropique et est régit par la relation,

$$C_n / C_v = \frac{n - \gamma}{n - 1} \quad (I-36)$$

avec C_n chaleur spécifique de la transformation polytropique.

Les équations I-1, I-3, I-6 and I-14 donnent,

$$Q_{1-2} = m \cdot C_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (I-37)$$

$$W_{1-2} = \frac{P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1}{n - 1} = \frac{m \cdot r}{n - 1} (T_2 - T_1) \quad (I-38a)$$

$$= \frac{n \cdot R}{n - 1} (T_2 - T_1) \quad (I-38b)$$

$$\Delta U_{1-2} = U_2 - U_1 \quad (I-39a)$$

$$= m \cdot C_n \cdot (T_2 - T_1) + \frac{P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1}{n - 1} \quad (I-39b)$$

$$\Delta U_{1-2} = m \cdot \left(C_n + \frac{r}{n-1} \right) (T_2 - T_1) \quad (\text{I-39c})$$

$$\Delta S_{1-2} = S_2 - S_1 = m \cdot C_n \cdot \text{Ln} (T_2 / T_1) \quad (\text{I-40})$$

I – 4. RENDEMENT THERMODYNAMIQUE D'UN CYCLE ‘ η_{th} ’

Le rendement thermodynamique ‘ η_{th} ’ ou tout simplement rendement d’un cycle thermodynamique ‘ η_{cycle} ’ ou ‘ η ’ représente le taux de conversion de la quantité de chaleur fournie au fluide moteur en travail cédé au milieu extérieur. Sa valeur est toujours positive et inférieure à 1. Il est donc exprimé par le rapport entre le travail du cycle ‘ W_{cycle} ’ (travail net ‘ W_{net} ’) à la quantité totale de chaleur ‘ Q_1 ’ fournie au fluide moteur pendant tout le cycle soit,

$$\eta_{th} = \frac{W_{cycle}}{Q_1} \quad (\text{I-41})$$

Suivant la convention adoptée Q_1 est positif et donc W_{cycle} doit aussi être positif et donc une possibilité est de travailler avec les valeurs absolues des quantités intervenant dans le calcul du rendement thermodynamique ‘ η_{th} ’. Si on désigne par Q_2 la quantité de chaleur (négative) non transformée en travail et donc cédée (rejetée) par le fluide moteur à la source froide, on aura

$$W_{cycle} = Q_1 + Q_2 = - (W_d + W_c) \quad (\text{I-42})$$

où W_d et W_c représentent respectivement le travail de détente et le travail de compression

ou

$$|W_{cycle}| = |Q_1| - |Q_2| = |W_d| - |W_c| \quad (\text{I-43})$$

puisque le travail de détente $W_d < 0$ et le travail de compression $W_c > 0$.

Le rendement thermodynamique (Equ. I-41) devient,

$$\eta_{th} = \frac{Q_2 + Q_1}{Q_1} = 1 + \frac{Q_2}{Q_1} \quad (Q_1 > 0 \text{ et } Q_2 < 0) \quad (\text{I-44})$$

ou en valeur absolue peu importe la convention de signe adoptée,

$$\eta_{th} = \frac{|Q_1| - |Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} \quad (I-45)$$

On peut exprimer le rendement thermodynamique en fonction des travaux,

$$\eta_{th} = \frac{-(W_d + W_c)}{Q_1} \quad (I-46)$$

ou en valeur absolue peu importe la convention de signe adoptée,

$$\eta_{th} = \frac{|W_d| - |W_c|}{Q_1} \quad (I-47)$$

I – 5. LE CYCLE DE CARNOT

I-5-1 DESCRIPTION DU CYCLE DE CARNOT

Le cycle de CARNOT est le cycle idéal suivant lequel une machine thermique motrice fonctionne en assurant le rendement thermique maximum possible. Il est composé de deux transformations isothermes 1-2 et 3-4 (avec échange de chaleur Q_1 et Q_2) et deux transformations adiabatiques 2-3 et 4-1 (avec échange de travaux : une compression et une détente) comme représenté sur le diagramme P-V (de Clapeyron) de la figure I-3.

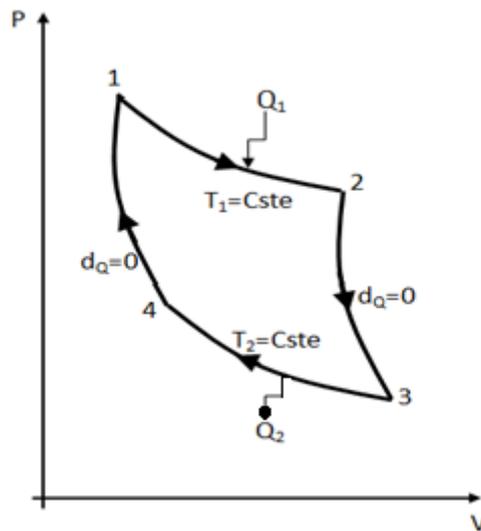


Figure I-3 Cycle de Carnot

I-5-2 RENDEMENT DU CYCLE DE CARNOT

Les quatre transformations composant le cycle Carnot et les énergies échangées sont :

- 1-2 : Apport, au fluide moteur, de la quantité de chaleur Q_1 à température constante ($\Delta U_{1-2} = 0$) avec production de travail; pour un gaz,

$$Q_1 = Q_{1-2} = -W_{1-2} = n.R.T_1. \ln(V_2/V_1) \quad (I-48a)$$

$$= m.r.T_1. \ln(V_2/V_1) \quad (I-48b)$$

- 2-3 : Détente adiabatique du gaz ($Q_{2-3} = 0$) avec production du travail,

$$W_{2-3} = \Delta U_{2-3} = m \cdot C_v \cdot (T_3 - T_2) = \frac{P_3 \cdot V_3 - P_2 \cdot V_2}{\gamma - 1} \quad (I-49)$$

- 3-4 : Rejet, par le fluide moteur, de la quantité de chaleur Q_2 à température constante ($\Delta U_{3-4} = 0$),

$$Q_2 = Q_{3-4} = -W_{3-4} = n.R.T_3. \ln(V_4/V_3) \quad (I-50a)$$

$$= m.r.T_3. \ln(V_4/V_3) \quad (I-50b)$$

- 4-1 : Compression adiabatique du gaz ($Q_{4-1} = 0$) avec apport du travail W_{4-1} au gaz,

$$W_{4-1} = \Delta U_{4-1} = m \cdot C_v \cdot (T_1 - T_4) = \frac{P_1 \cdot V_1 - P_4 \cdot V_4}{\gamma - 1} \quad (I-51)$$

On peut démontrer, à partir des lois reliant les pressions et températures, pour les quatre transformations que,

$$V_3/V_4 = V_2/V_1 \quad (I-52)$$

En utilisant les équations I-48, I-50 et I-52 dans I-45, on obtient le rendement thermodynamique cycle de CARNOT,

$$\eta_{th-CARNOT} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (I-53)$$

N.B: Le rendement thermodynamique cycle de CARNOT a la valeur maximale possible qui puisse exister et donc le rendement thermodynamique de tout autre cycle travaillant entre les mêmes températures T_1 et T_2 lui sera inférieur.

I – 6. TYPES DE MACHINES THERMIQUES

En fonction de leur mode de fonctionnement et de leur rôle (but) on distingue deux catégories de machines thermiques :

I-6-1 MACHINES THERMIQUES MOTRICES

Une machine thermique motrice ou système thermodynamique moteur reçoit une quantité de chaleur Q_1 de la part d'une source chaude, dans une chambre de

combustion ou échangeur de chaleur et transforme une partie de cette chaleur en travail mécanique de translation ou de rotation W_{det} (par détente du fluide moteur comprimé et à haute température) et rejette la quantité de chaleur restante Q_2 à la source froide représenté par le milieu extérieur (atmosphère ou eau de refroidissement). Le travail net (du cycle) ' W_{cycle} ' obtenue est égal à la différence entre $|Q_1|$ et $|Q_2|$ ou entre le travail de détente $|W_{det}|$ et celui de la compression $|W_{comp}|$ tel que représenté sur la figure I-4.

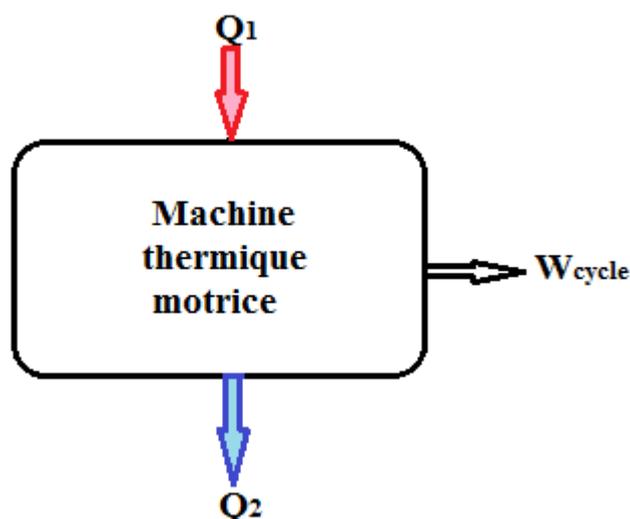


Figure I-4 : Schéma simplifié du principe d'une machine thermique motrice

Les principales machines thermiques motrices sont :

- Le moteur à combustion interne (MCI)
- La turbine à gaz
- La turbine à vapeur

La performance ou l'efficacité d'une machine thermique motrice est représenté par son rendement thermique du cycle suivant lequel il opère (défini par le rapport entre W_{cycle} et $|Q_1|$) ou le rendement global de son installation.

I-6-2 MACHINES THERMIQUES RECEPTRICES

Par contre une machine thermique réceptrice ou système thermodynamique récepteur, dont la machine ou installation frigorifique et la pompe à chaleur. La première reçoit une quantité de travail mécanique W , pour comprimer le fluide frigorigène, et absorbe quantité de chaleur Q_2 de la part de la source froide, dans l'évaporateur et rejette la quantité de chaleur restante Q_1 à la source chaude représenté

par le milieu extérieur ou autre. Le travail de détente est nul et le travail du cycle égal à celui de la compression est donné par la différence entre $|Q_1|$ et $|Q_2|$ tel que représenté sur la figure I-5. La deuxième reçoit une quantité de travail mécanique W , pour absorber la quantité de chaleur Q_2 de la part de la source froide (de milieu extérieur) et rejeter une partie à la source chaude (milieu à chauffer).

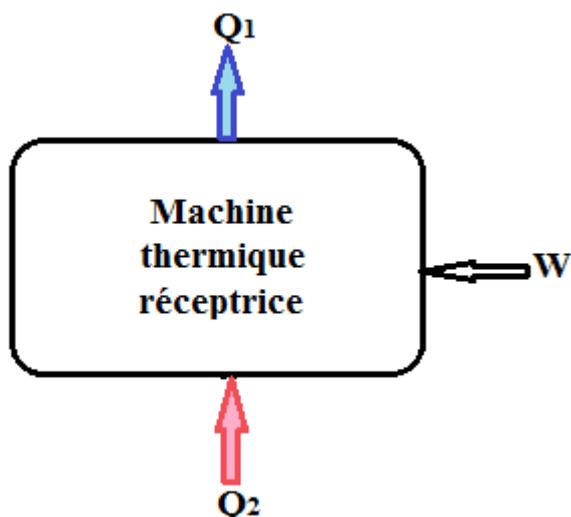


Figure I-5 : Schéma simplifié du principe d'une machine thermique réceptrice

Les principales machines thermiques réceptrices sont :

- La pompe à chaleur
- L'installation frigorifique à compression à air
- L'installation frigorifique à vapeur
- L'installation frigorifique à absorption
- L'installation frigorifique à éjection
- L'installation frigorifique à injection partielle ou totale

La performance ou l'efficacité d'une machine thermique réceptrice est représenté par le coefficient d'efficacité ou de performance du cycle suivant lequel il opère (défini par le rapport entre $|Q_2|$ et W_{cycle})

I – 7. RENDEMENTS INTERNES OU ISENTROPIQUES

Le rendement interne d'une machine (détente ou de compression) ou rendement isentropique de la transformation (de détente ou de compression) qui s'effectue dans cette machine prend en compte les pertes de travail dues aux irréversibilités de cette transformation dans la machine considérée.

I-7-1 RENDEMENT INTERNE D'UNE MACHINE MOTRICE

Le rendement interne d'une machine motrice (tel qu'une turbine) ou rendement isentropique de la transformation de détente est donné par le rapport entre le travail réel ou irréversible (de la détente irréversible) et le travail théorique ou réversible (de la détente réversible),

$$\eta_i^{\text{turb}} = \eta_{\text{is}}^{\text{det}} = (w^{\text{turb}})_{\text{réel}} / (w^{\text{turb}})_{\text{theo}} = (w^{\text{det}})_{\text{irev}} / (w^{\text{det}})_{\text{rev}} = \quad (\text{I-54})$$

I-7-2 RENDEMENT INTERNE D'UNE MACHINE RECEPTRICE

Inversement au cas précédant, le rendement interne d'une machine réceptrice (tel qu'une pompe ou un compresseur) ou rendement isentropique de la transformation de compression est donné par le rapport entre le travail théorique ou réversible (de la compression réversible) et le travail réel ou irréversible (de la compression irréversible),

$$\eta_i^{\text{pompe}} = \eta_{\text{is}}^{\text{comp}} = (w^{\text{pompe}})_{\text{theo}} / (w^{\text{pompe}})_{\text{réel}} = (w^{\text{comp}})_{\text{rev}} / (w^{\text{comp}})_{\text{irev}} \quad (\text{I-55})$$

I – 8. PUISSANCES, CONSOMMATIONS ET AUTRES RENDEMENTS

Les pertes de n'importe quel organe d'une installation motrice sont généralement représentées par le rendement relatif de cet organe.

Désignons :

Q_1 = quantité de chaleur dégagée par la combustion

Q_1 = quantité de chaleur reçue par le fluide moteur

h_1^0 = enthalpie massique du fluide moteur à la sortie de la source chaude (chaudière, générateur de vapeur ou chambre de combustion)

D_m = débit massique du fluide moteur (kg/s)

H_1 ou h_1 = enthalpie ou enthalpie massique du fluide moteur à l'entrée de la machine thermique motrice

$H_{2\text{-rev}}$ ou $h_{2\text{-rev}}$ = enthalpie ou enthalpie massique du fluide moteur à la sortie de la machine thermique motrice lors de la détente réversible

$H_{2\text{-irrev}}$ ou $h_{2\text{-irrev}}$ = enthalpie ou enthalpie massique du fluide moteur à la sortie de la machine thermique motrice lors de la détente irréversible

$H_{5\text{-rev}}$ ou $h_{5\text{-rev}}$ = enthalpie ou enthalpie massique du fluide moteur à l'entrée de la source chaude (chaudière, générateur de vapeur ou chambre de combustion) après une compression réversible

$H_{5\text{-rev}}$ ou $h_{5\text{-rev}}$ = enthalpie ou enthalpie massique du fluide moteur à l'entrée de la source chaude (chaudière, générateur de vapeur ou chambre de combustion) après une compression réversible

$H_{5\text{-irrev}}$ ou $h_{5\text{-irrev}}$ = enthalpie ou enthalpie massique du fluide moteur à l'entrée de la source chaude (chaudière, générateur de vapeur ou chambre de combustion) après une compression irréversible

$\eta_{\text{ef}}^{\text{g}}$ = rendement électrique global de l'installation turbo-génératrice (défini dans la section I-8-4)

I-8-1 PUISSANCES

- **Puissance thermique théorique (réversible) de la turbine ou autre machine thermique**

$$\mathcal{P}_{\text{th}} = D_m \times (h_1 - h_{2\text{-rev}}) \quad (\text{I-56})$$

- **Puissance thermique réelle (irréversible) de la turbine ou autre machine thermique**

$$\mathcal{P}_{\text{réelle}} = D_m \times (h_1 - h_{2\text{-irrev}}) \quad (\text{I-57})$$

- **Puissances électriques effectives réversible et irréversible produite par la génératrice électrique**

$$\mathcal{P}_{\text{ef-rev}}^{\text{el}} = D_m \times (h_1 - h_{5\text{-rev}}) \times \eta_{\text{ef}}^{\text{g}} \quad (\text{pour une compression réversible}) \quad (\text{I-58})$$

$$\mathcal{P}_{\text{ef-irrev}}^{\text{el}} = D_m \times (h_1 - h_{5\text{-irrev}}) \times \eta_{\text{ef}}^{\text{g}} \quad (\text{pour une compression irréversible}) \quad (\text{I-59})$$

I-8-2 CONSOMMATION HORAIRE ET SPECIFIQUE DU COMBUSTIBLE

La consommation réelle horaire ou spécifique du combustible 'CHC' ou 'CSC', qui représente la qualité de conversion de la chaleur du combustible, est la quantité nécessaire

pour produire la quantité réelle de chaleur (en puissance) Q'_1 nécessaire à la production du débit massique désiré ' D_m ou Q_m ' du fluide moteur (vapeur d'eau ou gaz de combustion), tel que :

$$Q'_1 = [(h_1 - h_{5\text{-irrev}}) \times D_m] / (\eta_{\text{tuy}} \times \eta_{\text{ch}}) \quad \text{en [KW]} \quad (\text{I-60})$$

$$\text{CSC} = Q'_1 / \text{PCI} = [(h_1 - h_{5\text{-irrev}}) \times D_m] / (\text{PCI} \times \eta_{\text{tuy}} \times \eta_{\text{ch}}) \quad \text{en [Kg/s]} \quad (\text{I-61})$$

$$\text{CHC} = 3600 \times \text{CSC} = 3600 \times Q'_1 / \text{PCI} \quad \text{en [Kg/h]} \quad (\text{I-62})$$

$$= 3600 \times [(h_1 - h_{5\text{-irrev}}) \times D_m] / (\text{PCI} \times \eta_{\text{tuy}} \times \eta_{\text{ch}}) \quad \text{en [Kg/h]} \quad (\text{I-63})$$

ou en fonction de l'équation (I-59),

$$\text{CSC} = \mathcal{P}_{\text{ef-irrev}}^{\text{el}} / (\text{PCI} \times \eta_{\text{tuy}} \times \eta_{\text{ch}} \times \eta_{\text{ef}}^{\text{g}}) \quad \text{en [Kg/s]} \quad (\text{I-64})$$

$$= \mathcal{P}_{\text{ef-irrev}}^{\text{el}} / (\text{PCI} \times \eta_{\text{ef}}^{\text{inst}}) \quad \text{en [Kg/h]} \quad (\text{I-65})$$

$$\text{CHC} = 3600 \times \mathcal{P}_{\text{ef-irrev}}^{\text{el}} / (\text{PCI} \times \eta_{\text{ef}}^{\text{inst}}) \quad \text{en [Kg/h]} \quad (\text{I-66})$$

avec:

- PCI = pouvoir calorifique inférieur du combustible
- $\eta_{\text{ef}}^{\text{inst}}$ = rendement effectif de l'installation motrice = $\eta_{\text{tuy}} \times \eta_{\text{ch}} \times \eta_{\text{ef}}^{\text{g}}$
- η_{tuy} = rendement de la conduite du fluide moteur
- η_{ch} = rendement de la chaudière ou de la chambre de combustion
- $\eta_{\text{ef}}^{\text{g}}$ = rendement électrique global de l'installation turbo-génératrice (défini dans la section I-8-4)

I-8-3 CONSOMMATION SPECIFIQUE DE LA VAPEUR

La consommation spécifique de la vapeur 'CSV' est la quantité en masse nécessaire du fluide moteur pour produire une puissance d'1 KW par heure ; elle est donc exprimé en **Kg/KW.h** et est donné par,

$$\text{CSV}_{\text{rev}} = 3600 / w_{\text{net-rev}} \quad (\text{pour le cycle réversible}) \quad (\text{I-67})$$

$$\text{CSV}_{\text{irrev}} = 3600 / w_{\text{net-irrev}} \quad (\text{pour le cycle irréversible}) \quad (\text{I-68})$$

I-8-4 LES DIFFERENTS RENDEMENTS D'UNE INSTALLATION TURBO-GENERATRICE

Les différents rendements tenant compte des différentes pertes dans une installation turbo-génératrice générale, servant à la production d'électricité par l'intermédiaire d'une

génératrice électrique couplée à une turbine, sont présentés sur le tableau suivant I-1 qui comportera la désignation des rendements, de leur expression et de leur valeur estimée.

Tableau I-1. Les différents rendements dans une installation turbo-génératrice

DESIGNATION	EXPRESSION ALGEBRIQUE	VALEUR ESTIMEE
Rendement thermique théorique du cycle (réversible)	$\eta_{th} = \frac{w_{cycle}}{Q_1} = 1 - \frac{ Q_2 }{ Q_1 }$	0,25 à 0,6
Rendement interne relatif de la turbine (isentropique de la détente)	$\eta_i^{turb} = (w^{turb})_{réel} / (w^{turb})_{theo}$ $= (H_1 - H_{2-irrev}) / (H_1 - H_{2-rev})$	0,85 à 0,95
Rendement interne relatif de la pompe ou compresseur (isentropique de la compression)	$\eta_i^{pompe} = (w^{pompe})_{theo} / (w^{pompe})_{réel}$ $= (H_{5-rev} - H_3) / (H_{5-irrev} - H_3)$	0,85 à 0,90
Rendement interne relatif du cycle	$\eta_{i-rel}^{cycle} = (w^{cycle})_{réel} / (w^{cycle})_{theor}$	0,85 à 0,90
Rendement interne global (réel) du cycle (irréversible)	$\eta_{i-glob}^{cycle} = \eta_{th-reel} = (w^{cycle})_{réel} / Q_1$ $= \eta_{th} \times \eta_{i-rel}^{cycle}$	0,25 à 0,60
Rendement mécanique de la turbine	$\eta_m^{turb} = (w_m^{turb}) / (w^{turb})_{réel}$ $= \text{travail mécanique} / \text{travail de détente}$	0,95 à 0,99
Rendement efficace global de l'installation turbine	$\eta_{ef}^{turb} = (w_m^{turb}) / Q_1 = \eta_m^{turb} \times \eta_i^{turb} \times \eta_{th}$	0,25 à 0,55
Rendement de la génératrice électrique	$\eta_{ge} = (w_{ge}^{él}) / (w_m^{turb})$	0,97 à 0,99
Rendement électrique global de l'installation turbo-génératrice	$\eta_{ef}^{glob} = \eta_{ge} \times \eta_{ef}^{turb}$ $= \eta_{ge} \times \eta_m^{turb} \times \eta_{i-rel}^{cycle} \times \eta_{th}$ (pour $w^{pompe}=0$)	0,25 à 0,6
Rendement de la tuyauterie du fluide moteur	$\eta_{tuy} = (h_1 - h_{5-irrev}) / (h_1 - h_{5-rev})$	0,95 à 0,99
Rendement de la chaudière ou chambre de combustion	$\eta_{ch} = (h_1^0 - h_{5-irrev}) / Q'_1$	0,90 à 0,95
Rendement efficace global de l'installation turbo-génératrice	$\eta_{ef}^{inst} = (w_{ge}^{él}) / Q'_1$ $= \eta_{ch} \times \eta_{tuy} \times \eta_{ge} \times \eta_m^{turb} \times \eta_{i-rel}^{cycle} \times \eta_{th}$	0,2 à 0,55

I – 9. BILAN ET RENDEMENT EXERGETIQUES

I-9-1. PERTES EXERGETIQUES

En pratique le travail réel peut être inférieur à la valeur maximal du travail et donc les pertes exégétiques (ou dissipations, c. a. d. l'énergie due aux irréversibilités) sont données par (en négligeant l'énergie cinétique) :

A- Système monotherme à T_0

Pour un système monotherme à une seule température T_0 ,

$$\Delta X_{hi} = (-W_{\max}) - (-W_{\text{réel}}) \quad (\text{I-69})$$

$$= (-\Delta X_h) - (-W_{\text{réel}}) \quad (\text{I-70})$$

$$= (-[\Delta h - T_0 \cdot \Delta s]) - (-W_{\text{réel}}) \quad (\text{I-71})$$

$$= w + - T_0 \cdot \Delta s - \Delta h \quad (\text{système monotherme à } T_0) \quad (\text{I-72})$$

avec $w = W_{\text{réel}}$

$$\text{et } \Delta X_h = \Delta h + T_0 \cdot \Delta s \quad (\text{I-73})$$

B- Système multitherme en régime permanent

Pour un système multitherme en régime permanent avec échange de travail 'w' avec et de chaleur q_k avec n sources extérieures à plusieurs températures constantes ' T_k ' et avec l'environnement à T_0 ,

- l'équation du premier principe devient,

$$\Delta h = w + q_0 + \sum_{k=1}^n q_k \quad (\text{I-74})$$

- l'équation du deuxième principe devient

$$\Delta s = (q_0 / T_0) + \sum_{k=1}^n (q_k / T_k) + \Delta s_i \quad (\text{I-75})$$

avec $\Delta s_i =$ génération d'entropie

et en posant $\Delta X_{hi} = T_0 \Delta s_i$

on aura

$$\Delta X_{hi} = w - \Delta X_h + \sum_{k=1}^n (1 - T_0 / T_k) q_k \quad (\text{I-76})$$

en définissant le facteur de Carnot

$$\Theta_k = 1 - T_0 / T_k \quad (\text{I-77})$$

et l'exergie-chaleur ou chaleur utile reçu de la source k à T_k

$$Xq_k = \Theta_k \times q_k = (1 - T_0 / T_k) \times q_k \quad (I-78)$$

et l'équation I-76 devient,

$$\Delta x_{hi} = w - \Delta x_h + \sum_{k=1}^n Xq_k \quad (I-79)$$

Si T_k n'est pas constante l'équation I-78 doit être remplacée par

$$Xq_k = \int_{T_a}^{T_b} (1 - T_0 / T_k) \times \delta q_k \quad (I-80)$$

ou

$$dXq_k = (1 - T_0 / T_k) \times \delta q_k \quad (I-81)$$

I-9-2. RENDEMENT EXERGETIQUE 'η_x'

Le rendement exégétique 'η_x' est donné par le rapport entre les utilisations exégétiques (somme algébrique des éxergies produites et consommées par le cycle) et les ressources exégétiques (somme des éxergies extérieures fournies au cycle)

$$\eta_x = w_{\text{cycle}} / \sum_{k=1}^n Xq_k^+ \quad (I-82)$$

I – 10. EXERCICES RESOLUS

I-10-1 EXERCICE 1:

Un volume d'air (considéré comme gaz parfait) de 2 m³ à une pression de 3 bars subit une détente isotherme jusqu'à la pression finale de 2 bars.

Déterminer :

- 1 - La variation d'énergie interne (négligez la variation des énergies potentielle et cinétique)
- 2 - Le travail fournit par l'air lors de cette détente
- 3 - La quantité de chaleur échangée

SOLUTION

Pour une détente isotherme, de 1 à 2, $T_2 = T_1$ et donc l'équation des gaz parfaits se réduit à,

$$P_2 V_2 = P_1 V_1 = m.r.T_2 = m.r.T_1 = m.r.T = \text{cst} = K$$

Ce qui donne,

$$V_2 / V_1 = P_1 / P_2$$

1 - La variation d'énergie interne est :

$$\Delta U_{1-2} = U_2 - U_1 = m \cdot C_n \cdot (T_2 - T_1) = 0$$

2 - Le travail fournit par l'air lors de cette détente est :

$$W_{1-2} = - K \cdot \ln (V_2 / V_1) = - K \cdot \ln (P_1 / P_2) = - P_1 V_1 \cdot \ln (P_1 / P_2)$$

$$= - 3 \times 10^5 \times 2 \times \ln (3/2)$$

$$= - 243 \times 10^3 \text{ J}$$

$$= - 243 \text{ KJ}$$

3 - La quantité de chaleur échangée est :

Puisque la variation d'énergie interne $\Delta U_{1-2} = 0$, la quantité de chaleur échangée est égale au travail,

$$Q_{1-2} = - W_{1-2} = 243 \text{ KJ}$$

I-10-2 EXERCICE 2:

De l'air subit une détente adiabatique dans une turbine de la pression de 20 atm et la température de 358 K jusqu'à la pression atmosphérique et la température 166 K. Considérez comme gaz parfait avec $\gamma = 1.4$ et $C_p = 1 \text{ KJ}/(\text{Kg}\cdot\text{K})$

- 1 - Déterminer la valeur de la quantité de chaleur échangée par l'air avec le milieu extérieur
- 2 - Montrer que cette transformation est irréversible
- 3 - Calculer la variation de l'entropie lors de cette détente
- 4 - Calculer le travail perdu lors de cette détente

SOLUTION

1 - La quantité de chaleur échangée par l'air avec le milieu extérieur est nulle car la détente est adiabatique,

$$Q_{1-2} = 0$$

2 - Cette transformation est irréversible si la température finale, calculée à partir de la loi de la détente réversible ($P.V^\gamma = \text{cst}$), est inférieure à la température de la détente actuelle donnée dans les énoncés de l'exercice; en effet la température finale de détente réversible est,

$$\begin{aligned}
 T_{2\text{-rev}} &= T_1 \cdot (P_2 / P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} \\
 &= 358 \times (1 / 20)^{(1.4-1)/1.4} \\
 &= \mathbf{152 \text{ K}}
 \end{aligned}$$

Cette valeur étant inférieure à celle de la détente actuelle de 166 k implique que cette transformation est irréversible, voir la représentation graphique sur la figure I-6 ci-dessous (échelle non respectée).

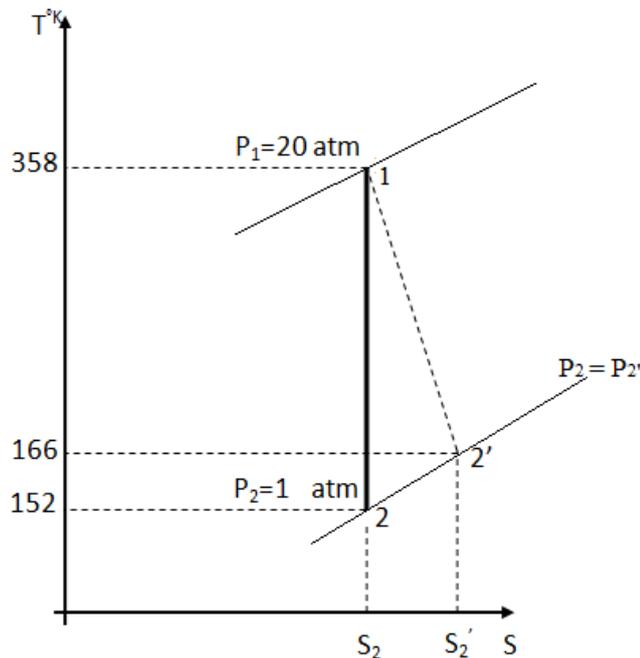


Figure I-6. Représentation des détentes réversible et irréversible

3 - La variation de l'entropie lors de la détente irréversible 1-2_{irrev} est égale à celle de la transformation isobare 2_{rev} - 2_{irrev} puisque la variation de l'entropie pour la détente réversible 1-2_{rev} est nulle ($S_1 = S_{2\text{rev}}$) et donc,

$$\Delta S_{1-2\text{irrev}} = S_{2\text{irrev}} - S_1 = S_{2\text{irrev}} - S_{2\text{rev}}$$

$$= \int_{2\text{rev}}^{2\text{irrev}} \frac{C_p \cdot dT}{T}$$

$$= C_p \cdot \text{Ln} (T_{2\text{irrev}} / T_{2\text{rev}})$$

$$= 1 \times \text{Ln} (166 / 152)$$

$$\Delta S_{1-2\text{irrev}} = \mathbf{0,088 \text{ KJ}/(\text{Kg} \cdot \text{K})}$$

4 – Le travail perdu ‘ W_{pertes} ’ entre les détente réversible et irréversible est égal à la différence entre les travaux réversible et irréversible,

$$W_{\text{pertes}} = W_{\text{rev}} - W_{\text{irrev}}$$

$$= C_v (T_{2\text{rev}} - T_1) - C_v (T_{2\text{irrev}} - T_1)$$

$$= (C_p / \gamma) \cdot (T_{2\text{rev}} - T_{2\text{irrev}})$$

$$= (1 / 1,4) \times (152 - 166)$$

$$= \mathbf{- 10 \text{ KJ/Kg}}$$

I-10-3 EXERCICE 3:

De l’air décrit un cycle de Carnot réversible 1-2-3-4 (1 et 2 représentent respectivement le début et la fin de la transformation d’apport de chaleur Q_1 à $T_A = T_1 = T_2 = \text{cst}$, comme représenté sur le diagramme P-V (de Clapeyron) de la figure I-7.

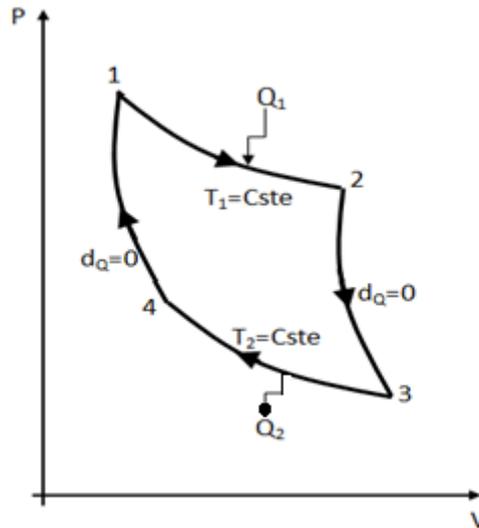


Figure I-7 Cycle de Carnot sur le diagramme P-V

Pour les pressions $P_1 = 12 \text{ bar}$ et $P_2 = 6 \text{ bar}$, les températures $T_A = 1127 \text{ K}$ et $T_B = T_1 = T_2 = 300 \text{ K}$, $\gamma = 1.4$ et $R = 8314 \text{ J}/(\text{Kmole}\cdot\text{K})$, calculer:

- 1 – Les volumes V_1 et V_2 , la variation de l'énergie interne, les quantités de chaleur et de travail échangées pendant la transformation 1-2
- 2 – La pression P_3 , le volume V_3 , les quantités de chaleur et de travail échangées pendant la transformation 2-3 ainsi que la variation de l'énergie interne correspondante
- 3 – La pression P_4 , le volume V_4 , les quantités de chaleur et de travail échangées pendant la transformation 4-1 ainsi que la variation de l'énergie interne correspondante
- 4 – La variation de l'énergie interne, les quantités de chaleur et de travail échangées pendant la transformation 3-4
- 5 – Le rendement thermique de ce cycle

SOLUTION

1 – Transformation 1-2 (isotherme):

-Les volumes V_1 et V_2 sont calculés à partir de l'équation des gaz parfaits :

$$v_1 = R \cdot T_1 / P_1 = 8314 \times 1127 / (12 \times 10^5) = \mathbf{7,8 \text{ m}^3/\text{Kmole}}$$

$$v_2 = R \cdot T_2 / P_2 = 8314 \times 300 / (6 \times 10^5) = \mathbf{15,6 \text{ m}^3/\text{Kmole}}$$

- Puisque $T_A = \text{cte}$ la variation d'énergie interne est nulle:

$$\Delta u_{1-2} = u_2 - u_1 = m \cdot C_n \cdot (T_2 - T_1) = 0$$

- et donc les quantités de chaleur et de travail échangées sont égales et opposées,

$$\begin{aligned} q_1 = q_{1-2} = - w_{1-2} &= - R \cdot T_A \cdot \ln(v_1/v_2) \\ &= - 8314 \times 1127 \times \ln(7,8/15,6) \\ &= \mathbf{6494,7 \times 10^5 \text{ J/Kmole}} \end{aligned}$$

2 – Transformation 2-3 (adiabatique):

-Les pressions P_3 et volume V_3 sont calculés à partir de l'équation la transformation adiabatique:

$$\begin{aligned} P_3 &= P_2 \times (T_2 / T_3)^{(\gamma-1)/\gamma} \\ &= 6 \times (1127 / 300)^{(1,4-1)/1,4} \\ &= \mathbf{0,058 \text{ bar}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_3 &= v_2 \times (P_2 / P_3)^{(1/\gamma)} \\ &= 15,6 \times (6 / 0,058)^{(1/1,4)} \\ &= \mathbf{428,8 \text{ m}^3/\text{Kmole}} \end{aligned}$$

- Puisque la transformation est adiabatique la quantité de chaleur est nulle:

$$q_{2-3} = 0$$

- et donc les quantités de travail échangé et de la variation d'énergie interne sont égales :

$$\begin{aligned} w_{2-3} = \Delta u_{2-3} &= \frac{P_3 \cdot V_3 - P_2 \cdot V_2}{\gamma - 1} \\ &= \frac{0,058 \times 428,8 - 6 \times 15,6}{1,4 - 1} \times 10^5 \\ &= \mathbf{- 171,8 \times 10^5 \text{ J/Kmole}} \end{aligned}$$

3 – Transformation 4-1 (adiabatique):

- Les pressions P_4 et volume V_4 sont calculés à partir de l'équation la transformation adiabatique:

$$\begin{aligned} P_4 &= P_1 \times (T_1 / T_4)^{\gamma / (1-\gamma)} \\ &= 12 \times (1127 / 300)^{(1,4)/(1-1,4)} \\ &= \mathbf{0,117 \text{ bar}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} v_4 &= v_1 \times (P_1 / P_4)^{(1/\gamma)} \\ &= 7,8 \times (12 / 0,117)^{(1/1,4)} \\ &= \mathbf{213,35 \text{ m}^3/\text{Kmole}} \end{aligned}$$

- et donc les quantités de travail échangé et de la variation d'énergie interne sont égales :

$$\begin{aligned} w_{4-1} = \Delta u_{4-1} &= \frac{P_1 \cdot V_1 - P_4 \cdot V_4}{\gamma - 1} \\ &= \frac{12 \times 7,8 - 0,117 \times 213,35}{1,4 - 1} \times 10^5 \\ &= \mathbf{171,59 \times 10^5 \text{ J/Kmole}} \end{aligned}$$

4 – Transformation 3-4 (isotherme):

- Puisque $T_B = \text{cts}$ la variation d'énergie interne est nulle:

$$\Delta u_{3-4} = u_4 - u_3 = C_n \cdot (T_2 - T_1) = \mathbf{0}$$

- et donc les quantités de chaleur et de travail échangées sont égales et opposées,

$$\begin{aligned} q_2 = q_{3-4} = -w_{3-4} &= -R \cdot T_B \cdot \ln(v_3/v_4) \\ &= -8314 \times 1127 \times \ln(428,8/213,35) \\ &= \mathbf{-17,42 \times 10^5 \text{ J/Kmole}} \end{aligned}$$

5 – Rendement thermique:

On peut le calculer en fonction de Q_1 et Q_2 :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{17,42}{6494,7} = 0,734$$

ou fonction de T_1 et T_2 seulement pour le cycle de Carnot:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{300}{1127} = 0,734$$

I – 11. EXERCICES NON RESOLUS AVEC REPONSES

I-11-1 EXERCICE 1

De l'air (considéré comme gaz parfait) à la pression $P_1 = 10^5 \text{ N/m}^2$ de 3 bars est comprimé dans un cylindre, à température constante, du volume initial $V_1 = 2 \text{ m}^3$ jusqu'au volume final $V_2 = 1 \text{ m}^3$. ' Constante spécifique de l'air $r = 287 \text{ J/(Kg.K)}$

Calculer :

- 1 - Le travail reçu par l'air (négligez la variation des énergies potentielle et cinétique)
- 2 - La quantité de chaleur échangée lors de cette détente
- 3 - Calculer la variation de l'énergie interne lors de cette détente (négligez la variation des énergies potentielle et cinétique)
- 4 – Calculer la variation de l'entropie lors de cette détente

REPONSES :

$$W_{1-2} = 138,6 \text{ KJ} ; Q_{1-2} = - 138,6 \text{ KJ} ; \Delta U_{1-2} = 0 ; \Delta S_{1-2} = - 198,9 \text{ KJ/(Kg.K)}$$

I-11-2 EXERCICE 2

Une quantité d'un gaz parfait à l'état initial $P_1 = 10 \text{ Kg/cm}^2$, $V_1 = 1 \text{ m}^3$ et $T_1 = 100 \text{ °C}$ subit une détente adiabatique réversible dans une turbine jusqu'à que son volume final V_2 soit doublé ($\gamma = 1.4$). Calculer :

- 1 – La pression finale
- 2 - La température finale
- 3 - Le travail fournit par l'air

- 4 - La quantité de chaleur échangée lors de cette détente
- 5 - La variation de l'énergie interne lors de cette détente (négligez la variation des énergies potentielle et cinétique)
- 6 – Calculer la variation de l'entropie lors de cette détente

REPONSES :

$P_2 = 3,79 \text{ Kg/cm}^2$; $T_2 = 283,7 \text{ K}$; $W_{1-2} = - 59,4 \text{ KJ}$; $Q_{1-2} = 0$; $\Delta U_{1-2} = W_{1-2} = - 59,4 \text{ KJ}$;
 $\Delta S_{1-2} = - 0$

I-11-3 EXERCICE 3

Pour une transformation quelconque, exprimer la variation de l'entropie d'un gaz parfait en fonction de sa température T et de son volume V. En déduire la valeur de cette variation pour une mole de gaz parfait lorsqu'on triple simultanément sa température et son volume ($\gamma = 1.4$ et $R = 8,314 \text{ J/(mole.K)}$).

REPONSES :

$$\begin{aligned} \Delta S_{1-2} &= C_v \cdot \text{Ln} (T_2 / T_1) + R \cdot \text{Ln} (V_2 / V_1) \\ &= [\gamma R / (\gamma - 1)] \cdot \text{Ln}(3) \\ &= 31,97 \text{ J/(mole.K)} \end{aligned}$$

I-11-4 EXERCICE 4

Deux moles d'air subissent une compression isentropique en recevant une un travail de 2000 Cal. La pression et la température initiales sont $P_1 = 1 \text{ bar}$ et $T_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. On donne $\gamma = 1.4$; $R = 8,314 \text{ J/(mole.K)}$; $C_p = 1 \text{ J/g.K}$ et $\mathcal{M} = 28,97 \text{ g/mole}$.

Calculer :

- 1- La température finale
- 2- La pression finale

REPONSES :

- 1- $T_2 = 495 \text{ K}$
- 2- $P_2 = 6,24 \text{ bar}$

I-11-5 EXERCICE 5

Une masse de 2,8 Kg, à la température initiale sont $T_1 = 27\text{ °C}$, d'air subissent une expansion qui entraîne une augmentation de l'énergie interne de 200 KJ. On donne $\gamma = 1.4$; $R = 8314\text{ J/(K.mole.K)}$; $C_p = 1\text{ J/g.K}$ et $M = 28,97\text{ Kg/Kmole}$.

Calculer :

- 1- La température finale
- 2- Le travail fournit par l'air
- 3- La quantité de chaleur reçue par l'air
- 4- La variation de l'entropie lors de cette détente

REPONSES :

- 1- $T_2 = 400\text{ K}$
- 2- $W_{1-2} = - 80356\text{ J}$
- 3- $Q_{1-2} = 280356\text{ J}$
- 4- $\Delta s_{1-2} = 805,51\text{ J/K}$

CHAPITRE II

LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE (MCI)

II – 1. INTRODUCTION

Le moteur à combustion interne (MCI) appelé aussi ‘moteur à explosion’ est une machine thermique motrice pour laquelle le fluide dit ‘fluide moteur’ reçoit une quantité de chaleur désignée généralement par ‘ Q_1 ’ par l’intermédiaire d’une combustion d’un carburant combustible gazeux ou liquide (pulvérisé ou injecté) et d’un comburant (l’air) à l’intérieur du même organe qui produit du travail ‘le cylindre’ ‘c. a. d. que le travail de détente des gaz de combustion ainsi que la combustion s’effectuent dans le cylindre.

Vu la configuration d’un moteur à combustion interne et le refroidissement, par l’eau, des parois du cylindre et de la culasse, la température supérieure admissible du cycle de ce moteur peut être beaucoup plus élevée que pour les turbines à vapeur et les turbines à gaz. Ce moteur est beaucoup plus robuste et résistant que les autres types de machine motrice.

Comme, pour la majorité des turbines à gaz, le cycle, suivant lequel le moteur à combustion interne fonctionne, n’est pas fermé. Et ceci parce qu’à l’admission le fluide est de l’air ambiant, provenant du milieu extérieur (l’atmosphère) et qu’à la fin de la détente les gaz de combustion sont rejetés au même milieu extérieur mais en un endroit différent puis une nouvelle quantité d’air frais est admise (l’admission et l’échappement ne sont pas reliés)

Cependant, malgré que ce n’est pas la même quantité de fluide moteur qui décrit le cycle continuellement, pour l’analyse thermodynamique du cycle nous considérons que celui-ci est fermé est que c’est la même quantité du fluide qui décrit ce cycle continuellement.

II – 2. DIFFERENTS TYPES DE CYCLES ET DE MOTEUR

Les trois principaux différents cycles de fonctionnement de trois différents types de moteur à combustion interne sont ;

II-2-1 CYCLE OTTO OU CYCLE DE BEAUX DE ROCHAS

Le moteur dit à essence, fonctionnant avec le combustible normal ou super ou sans plomb ou GPL (gaz de pétrole liquéfié) et suivant le cycle Otto appelé aussi cycle de Beaux de Rochas, se compose des transformations successives suivantes (figure II-1 : a):

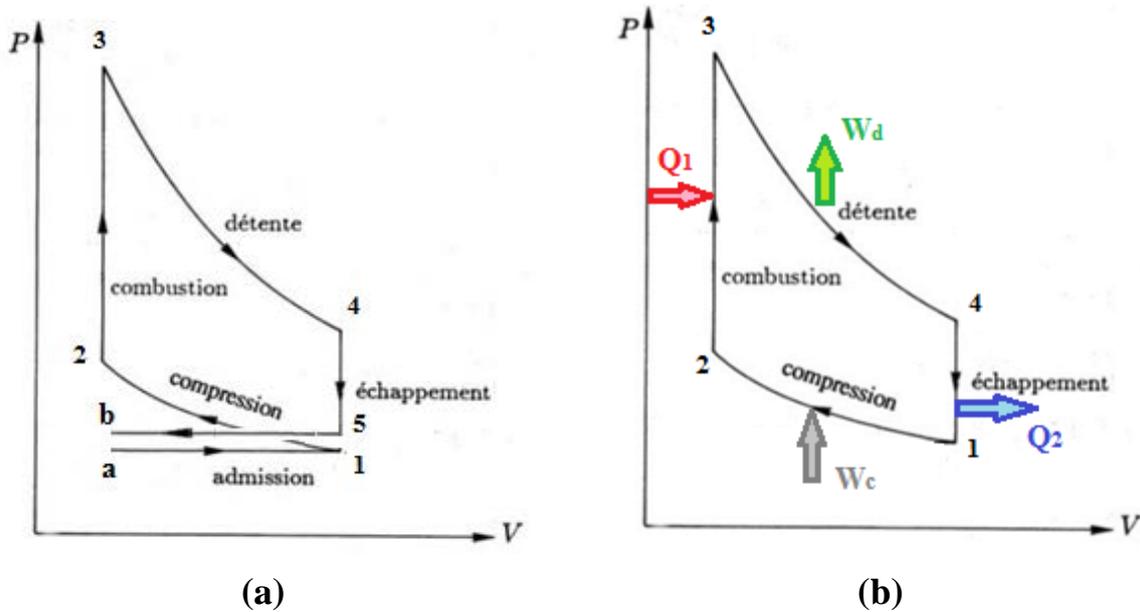


Figure II-1. Cycle Otto appelé aussi cycle de Beaux de Rochas

- a-1 : admission de l'air et du combustible, par l'intermédiaire du carburateur et à travers la soupape d'admission (la soupape d'échappement étant fermée), dans le cylindre pendant le déplacement du piston de la position haute dite point mort haut 'PMH' (volume minimum dit aussi volume mort) vers la position basse dite point mort bas 'PMB' (volume maximum)
- 1-2 : fermeture des soupapes d'admission et d'échappement et compression adiabatique du mélange air plus combustible de la pression P_1 à la pression P_2 et du volume V_1 au volume V_2 , par le déplacement du piston en sens inverse, du 'PMB' vers le 'PMH' consommant ainsi le travail de compression $W_c = W_{1-2}$
- 2-3 : combustion instantanée du mélange, à volume constant, par l'intermédiaire de l'étincelle produite par la bougie électrique, qui entraîne l'augmentation de la pression de P_2 à P_3 et de la température de T_2 à T_3 et un apport de la quantité de chaleur $Q_1 = Q_{2-3}$ au fluide moteur
- 3-4 : détente des gaz chauds de combustion, toujours dans le même cylindre, considérée comme adiabatique (vu la rapidité cette transformation) produisant ainsi un travail mécanique de translation du piston du 'PMH' au 'PMB' $W_d = W_{3-4}$
- 4-5-b : ouverture de la soupape d'échappement et évacuation des gaz vers l'atmosphère, par le déplacement du piston en sens inverse, du 'PMB' vers le 'PMH', rejetant ainsi la quantité de chaleur à l'atmosphère

Pour faire et simplifier l'analyse thermodynamique il serait commode et préférable de ne pas considérer les transformations a-1 et 5-b (admission et seconde partie de l'échappement) et donc de considérer le cycle de la figure II-1 : b.

En considérant que la chaleur spécifique C_v reste invariable pendant tout le cycle, les quantités de chaleur échangées pendant le cycle Otto simplifié sont,

$$Q_1 = Q_{2-3} = m \times C_v \times (T_3 - T_2) \quad (\text{II-1})$$

$$Q_2 = Q_{4-1} = m \times C_v \times (T_1 - T_4) \quad (\text{II-2})$$

Le rendement thermique est alors,

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{m \times C_v \times (T_1 - T_4)}{m \times C_v \times (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{(T_1 - T_4)}{(T_3 - T_2)} \quad (\text{II-3})$$

en introduisant le taux de compression volumétrique,

$$\epsilon_{\text{CV}} = V_1/V_2 \quad (\text{II-4})$$

et à partir de l'équation de la compression adiabatique,

$$T_1/T_2 = V_2/V_1 = 1/(\epsilon_{\text{CV}})^{(\gamma-1)} \quad (\text{II-5})$$

et

$$P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma \quad (\text{II-6})$$

$$P_3 \cdot V_3^\gamma = P_4 \cdot V_4^\gamma \quad (\text{II-7})$$

$$V_1 = V_4 \quad (\text{II-8})$$

$$V_2 = V_3 \quad (\text{II-9})$$

qui donnent,

$$P_4/P_1 = P_3/P_2 = T_4/T_1 = T_3/T_2 \quad (\text{II-10})$$

Le rendement thermique du cycle Otto (équation II-3) se réduit à,

$$\eta_{\text{th}} = 1 - [1/(\epsilon_{\text{CV}})^{(\gamma-1)}] \quad (\text{II-11})$$

Remarque : l'équation II-11 est valable qu'en considérant que la chaleur spécifique C_v reste invariable pendant tout le cycle, sinon les quantités de chaleur échangées pendant le cycle Otto simplifié seront,

$$Q_1 = Q_{2-3} = m \times [C_{v3} \times T_3 - C_{v2} \times T_2] \quad (\text{II-12})$$

$$Q_2 = Q_{4-1} = m \times [C_{v1} \times T_1 - C_{v4} \times T_4] \quad (\text{II-13})$$

II-2-2 CYCLE DIESEL OU CYCLE A INJECTION

Le cycle Diesel ou cycle à injection ne diffère du cycle Otto principalement que par le processus de combustion qui se fait dans ce cas de façon progressive (à l'inverse du cycle Otto) et à pression constante et donc à volume variable et croissant. Le moteur Diesel offre l'avantage de pouvoir accroître le taux de compression sans problème de détonation puisque dans ce moteur seul l'air est comprimé avant l'injection du combustible 'gasoil' qui est de moindre qualité et donc beaucoup moins cher que l'essence utilisé dans le cycle Otto.

Ce cycle est donc composé des mêmes transformations que le cycle Otto excepté la deuxième 2-3 qui représente une combustion isobare, comme représenté sur la figure II-2,

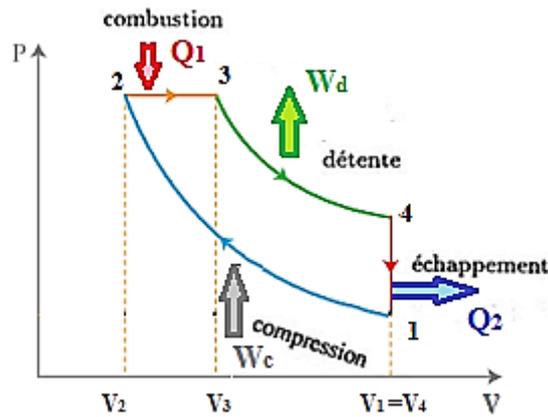


Figure II-2. Cycle Diesel ou cycle à injection

Dans ce cas on définit un nouveau taux, celui de détente préalable pendant la combustion à pression constante,

$$\epsilon_d = V_3/V_2 = T_3/T_2 \tag{II-14}$$

En considérant que les chaleurs spécifiques C_p et C_v restent invariables pendant tout le cycle, les quantités de chaleur échangées pendant le cycle Otto simplifié sont,

$$Q_1 = Q_{2-3} = m \times C_p \times (T_3 - T_2) \tag{II-15}$$

$$Q_2 = Q_{4-1} = m \times C_v \times (T_1 - T_4) \tag{II-16}$$

Le rendement thermique est alors,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{C_v \times (T_4 - T_1)}{C_p \times (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\gamma} \times \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \tag{II-17}$$

car

$$C_p/C_v = \gamma \quad (\text{II-18})$$

et avec

$$T_4/T_1 = P_4/P_1 \quad (\text{II-19})$$

$$P_1 \cdot V_1^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma \quad (\text{II-20})$$

$$P_3 \cdot V_3^\gamma = P_4 \cdot V_4^\gamma \quad (\text{II-21})$$

$$V_1 = V_4 \quad (\text{II-22})$$

$$P_2 = P_3 \quad (\text{II-23})$$

qui donnent,

$$P_4/P_1 = T_4/T_1 = (V_3/V_2)^\gamma = \epsilon_d^\gamma \quad (\text{II-24})$$

et avec

$$T_1/T_2 = (V_2/V_1)^{(\gamma-1)} = 1 / (\epsilon_{cv})^{(\gamma-1)} \quad (\text{II-25})$$

Le rendement thermique du cycle Diesel (équation II-317) peut être exprimé seulement en fonction des taux de compression et de détente préalable,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(\epsilon_d^\gamma - 1)}{[\gamma(\epsilon_d - 1)(\epsilon_{cv})^{(\gamma-1)}]} \quad (\text{II-26})$$

L'équation II-26 montre que le rendement thermique du cycle Diesel ne dépend que de l'exposant adiabatique (donc du fluide moteur utilisé) et des taux de compression et de détente préalable.

II-2-1 CYCLE SEMI DIESEL OU CYCLE MIXTE DE SABATHE OU DE TRINCKLER

Le cycle semi Diesel ou cycle mixte ou à double combustion, appelé aussi cycle de Sabathé ou de Trinckler, ne diffère des cycles Otto et Diesel principalement que par une combustion mixte (combinée des deux cycles précédents) qui se fait en deux parties, la première à volume constant dans une chambre de précombustion suivit d'une deuxième à pression constante dans le cylindre.

Ce cycle est donc composé des mêmes trois transformations que le cycle Otto et Diesel (compression 1-2, détente 3'-4 et échappement 4-1) et des deux transformations de combustion des cycles Otto et Diesel, comme représenté sur la figure II-3,

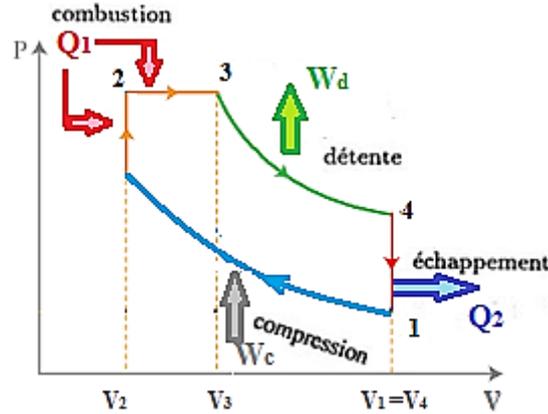


Figure II-3. Cycle semi Diesel ou cycle Sabathé ou de Trinckler

En considérant que les chaleurs spécifiques C_p C_v restent invariables pendant tout le cycle, les quantités de chaleur échangées pendant le cycle Otto simplifié sont,

$$Q_1 = Q_{1'} + Q_{1''} = Q_{2-3} + Q_{2-3'} = m \times [C_v \times (T_3 - T_2) + C_p \times (T_{3'} - T_3)] \quad (\text{II-27})$$

$$Q_2 = Q_{4-1} = m \times C_v \times (T_1 - T_4) \quad (\text{II-28})$$

Le rendement thermique est alors,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{C_v \times (T_1 - T_4)}{C_v \times (T_3 - T_2) + C_p \times (T_{3'} - T_3)} \quad (\text{II-29})$$

Dans ce cas on a,

$$\epsilon_d = V_{3'}/V_3 \quad (\text{II-30})$$

$$P_4/P_1 = T_4/T_1 = (P_{3'}/P_2) \times (V_{3'}/V_2)^\gamma \quad (\text{II-31})$$

$$P_{3'} = P_3 \quad (\text{II-32})$$

$$V_2 = V_3 \quad (\text{II-33})$$

et en introduisant le taux de compression (rapport des pressions),

$$\epsilon_C = P_3/P_2 \quad (\text{II-34})$$

on obtient,

$$T_3/T_2 = P_3/P_2 = \epsilon_c \quad (\text{II-35})$$

$$T_{3'}/T_3 = V_{3'}/V_3 = \epsilon_d \quad (\text{II-36})$$

$$T_1/T_2 = (V_2/V_1)^{(\gamma-1)} = 1 / (\epsilon_{cv})^{(\gamma-1)} \quad (\text{II-37})$$

Le rendement thermique est exprimé seulement en fonction des différents taux,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{[(\epsilon_c \epsilon_d^{(\gamma-1)} - 1)]}{\gamma \epsilon_c (\epsilon_d - 1) + (\epsilon_c - 1)} \times \frac{1}{(\epsilon_{cv})^{(\gamma-1)}} \quad (\text{II-38})$$

Remarque : L'équation II-38 du rendement thermique du cycle mixte permet d'obtenir :

- l'équation II-26 du rendement thermique du cycle Diesel en remarquant que le taux de compression $\epsilon_c = P_3/P_2 = 1$ c'est-à-dire sans la transformation isochore 2-3 (2 et 3 deviennent confondus)
- l'équation II-11 du rendement thermique du cycle Otto en remarquant que le taux de détente préalable $\epsilon_d = V_{3'}/V_3 = 1$ c'est-à-dire sans la transformation isobare 3-3' (3' et 3 deviennent confondus)

II – 3. COMPARAISON DES CYCLES PRESENTES

L'analyse des expressions du rendement thermique des cycles Otto (équation II-11), Diesel (équation II-26) et mixte (équation II-38) permet d'établir les comparaisons suivantes :

- Pour la même valeur de la température supérieure (maximale) des trois cycles (T_3 ou $T_{3'}$) :

$$\eta_{th}^{Otto} < \eta_{th}^{Mixte} < \eta_{th}^{Diesel}$$

- Pour la même valeur du taux de compression volumétrique des trois cycles ϵ_{cv} :

$$\eta_{th}^{Otto} > \eta_{th}^{Mixte} > \eta_{th}^{Diesel}$$

II – 4. EXERCICES RESOLUS

II-4-1 EXERCICE 1:

Le cylindre d'un moteur, opérant suivant un cycle OTTO, à un diamètre de 50 mm et la course du piston est de 80 mm Le du volume de l'espace mort est de 20 cm^3 . Pour un cycle standard à air dont $\gamma = 1,4$ calculer :

- 1- Le taux de compression volumétrique ϵ_{cv}
- 2- Le taux de compression (taux de pression) ϵ pour une compression adiabatique
- 3- Le rendement thermique de ce cycle

SOLUTION

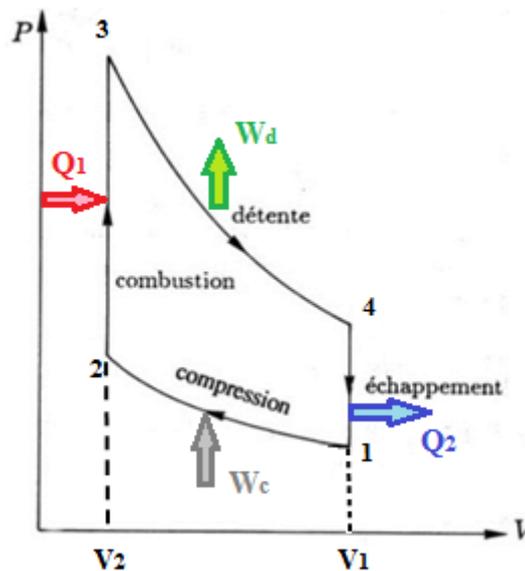


Figure II-4-1. Cycle Otto sur le diagramme P-V

Le volume balayé par le déplacement du piston du PMB au PMH est,

$$\begin{aligned} V_b &= V_1 - V_2 = L \cdot \pi \cdot D^2 / 4 = 80 \times 3.14 \times 50^2 / 4 \\ &= 157000 \text{ mm}^3 \\ &= \mathbf{157 \text{ cm}^3} \end{aligned}$$

Le volume total du cylindre est donc égal à la somme du volume balayé du volume mort $V_m = V_2$,

$$\begin{aligned} V_1 &= V_b + V_m = 157 + 20 \\ &= \mathbf{177 \text{ cm}^3} \end{aligned}$$

1- Le taux de compression volumétrique est,

$$\begin{aligned} \epsilon_{cv} &= V_1/V_2 = 177/20 \\ &= 8.85 \end{aligned}$$

2- Le taux de compression (taux de pression) est,

pour une compression adiabatique $P_1.V_1^\gamma = P_2.V_2^\gamma$

$$\begin{aligned} \epsilon &= P_2/P_1 = (V_1/V_2)^\gamma = (177/20)^{1,4} \\ &= 21,17 \end{aligned}$$

3- Le rendement thermique de ce cycle est,

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= 1 - [1/(\epsilon_{cv})^{(\gamma-1)}] = 1 - [1/(8,85)^{(1,4-1)}] \\ &= 0,582 \end{aligned}$$

II-4-2 EXERCICE 2:

Le cylindre d'un moteur, opérant suivant un cycle Diesel 1-2-3-4, a les mêmes caractéristiques que celui de l'exercice I. Pour les températures minimale $T_1 = 20^\circ\text{C}$ et maximale $T_3 = 2000^\circ\text{C}$ et $P_1 = 1 \text{ bar}$ et $\gamma = 1,4$ et $r = 287 \text{ J/Kg.K}$ calculer :

- 1- Le taux de détente préalable (pendant la combustion) ϵ_d
- 2- Le rendement thermique de ce cycle

SOLUTION

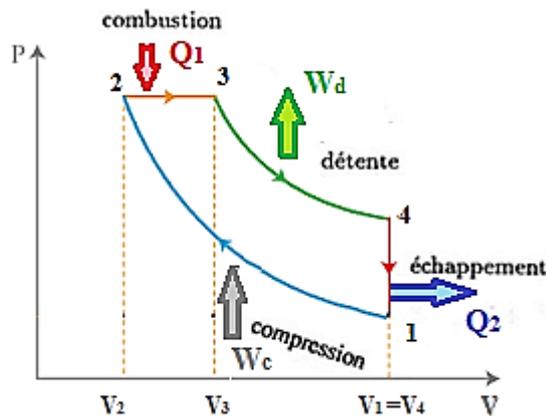


Figure II-4-2. Cycle Diesel sur le diagramme P-V

La température à la fin de compression avec $\epsilon_{cv}=8,85$ (exercice 1) est,

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \times (V_1/V_2)^{(\gamma-1)} = T_1 \times \epsilon_{cv}^{(\gamma-1)} = (20+273) \times 8,85^{(1,4-1)} \\ &= \mathbf{700,88 \text{ K}} \end{aligned}$$

1- Le taux de détente préalable (pendant la combustion) est,

$$\begin{aligned} \epsilon_d &= V_3/V_2 = T_3/T_2 = (2000 + 273)/700,88 \\ &= \mathbf{3,24} \end{aligned}$$

2- Le rendement thermique de ce cycle

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= 1 - [(\epsilon_d^\gamma - 1) / \gamma(\epsilon_d - 1) (\epsilon_{cv})^{(\gamma-1)}] \\ &= 1 - [(3,24^{1,4} - 1) / 1,4 \times (3,24 - 1) \times (8,85)^{(1,4-1)}] \\ &= \mathbf{0,442} \end{aligned}$$

II – 5. EXERCICES NON RESOLUS AVEC REPONSES

II-5-1 EXERCICE 1

Un moteur, fonctionnant selon un cycle réversible à double combustion (combustion mixte) 1-2-3-4-5 (1 et 2 représentent respectivement le début et la fin de la compression), reçoit de l'air à 1 bar et 20°C. La pression maximale du cycle est de 70 bars et la température maximale est de 2000°C. Le taux de compression volumétrique ϵ_{cv} est égal à 20. La compression est la détente sont adiabatiques. $\gamma = 1,4$ et $r = 287 \text{ J/Kg.K}$

- 1- Représenter ce cycle sur un diagramme de Clapeyron
- 2- Déterminer les températures et les pressions de chaque point
- 3- Déterminer les quantités de chaleur et de travail échangées pour chaque transformation
- 4- Déterminer le travail de ce cycle
- 5- Déterminer le rendement thermique de ce cycle
- 6- Comparer le rendement thermique de ce cycle avec celui du cycle OTTO opérant entre les mêmes températures

REPNSES:

1-

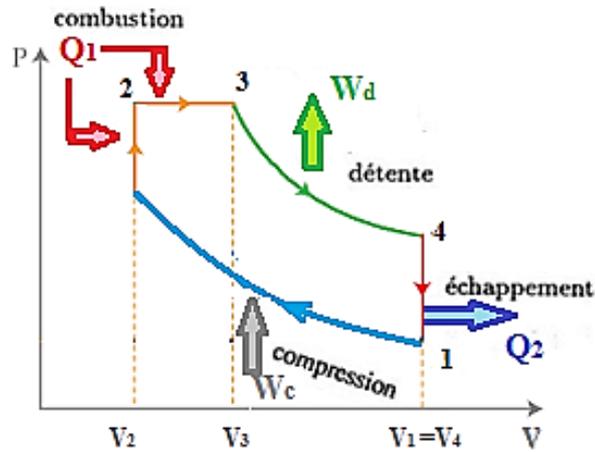


Figure II-5-1. Cycle à double combustion (combustion mixte)

- 2- $P_2 = 66,29 \text{ bar}$; $T_2 = 971,14 \text{ K}$; $T_3 = 1025,5 \text{ K}$; $T_5 = 942,87 \text{ K}$; $P_5 = 3,22 \text{ bar}$;
- 3- $q_{1-2} = 0$; $w_{1-2} = \Delta u_{1-2} = 486,57 \text{ KJ/Kg}$; $w_{2-3} = 0$; $w_{3-4} = 358,03 \text{ KJ/Kg}$;
 $q_{3-4} = 1253,1 \text{ KJ/Kg}$; $q_{4-5} = 0$; $w_{4-5} = 954,37 \text{ KJ/Kg}$; $w_{5-1} = 0$;
 $q_{5-1} = 466,28 \text{ KJ/Kg}$
- 4- $w_{\text{cycle}} = 825,83 \text{ KJ/Kg}$;
- 5- $q_1 = 1292,1 \text{ KJ/Kg}$; $\eta_{\text{th}} = 0,64$
- 6- $\eta_{\text{th}}^{\text{Otto}} = 0,7$

II-5-2 EXERCICE 2

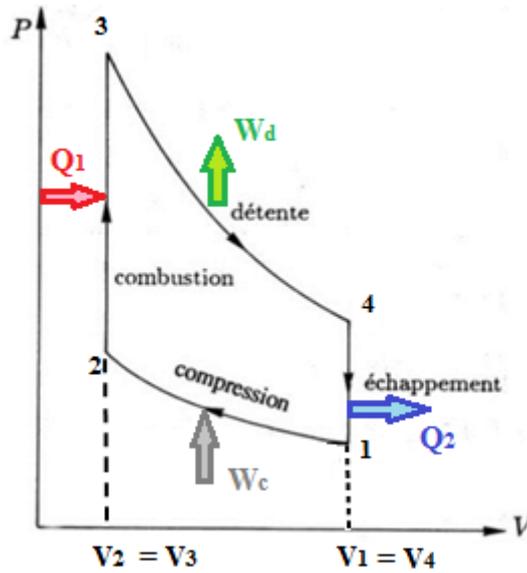
Un moteur, fonctionnant selon un cycle réversible à combustion isochore 1-2-3-4 (1 et 2 représentent respectivement le début et la fin de la compression), reçoit de l'air à 1 bar et 20°C. Le taux de compression volumétrique ϵ_{CV} est égal à 3,6 et le taux de compression (rapport des pressions) $\epsilon_{\text{C}} = P_3/P_2 = 3,33$. La compression et la détente sont adiabatiques et on considère que la chaleur spécifique reste invariable pendant le cycle. $\gamma = 1,4$ et $r = 287 \text{ J/Kg.K}$

- 1- Représenter ce cycle sur un diagramme de Clapeyron
- 2- Déterminer les volumes spécifiques, les températures et les pressions de chaque point
- 3- Déterminer les quantités de chaleur q_1 et q_2
- 4- Déterminer le travail de ce cycle
- 5- Déterminer le rendement thermique de ce cycle

- 6- Comparer le rendement thermique de ce cycle avec celui du cycle OTTO opérant entre les mêmes températures

REPONSES:

1-



- 2- $v_1 = 0,84 \text{ m}^3/\text{Kg}$; $v_2 = 0,233 \text{ m}^3/\text{Kg}$; $T_2 = 489 \text{ K}$; $P_2 = 6,02 \text{ bar}$; $P_3 = 20 \text{ bar}$;
 $T_3 = 1628 \text{ K}$; $T_4 = 1246 \text{ K}$; $P_4 = 3,33 \text{ bar}$;
- 3- $q_1 = 825 \text{ KJ/Kg}$; $q_2 = 495 \text{ KJ/Kg}$
- 4- $w_{\text{cycle}} = 330 \text{ KJ/Kg}$;
- 5- $\eta_{\text{th}} = 0,4$
- 6- $\eta_{\text{th}}^{\text{Otto}} = 0,7$

CHAPITRE III

LES INSTALLATIONS ET CYCLES DE TURBINES A GAZ (TAG ou TG)

III - 1. INTRODUCTION

Inversement au moteur à combustion interne, la turbine à gaz 'TAG' ou 'TG' est une machine thermique motrice pour laquelle le fluide moteur reçoit une quantité de chaleur désignée généralement par ' Q_1 ' par l'intermédiaire d'une combustion d'un carburant combustible gazeux ou liquide (pulvérisé ou injecté) et d'un comburant (l'air) à l'intérieur d'une chambre de combustion séparée et comprise entre l'organe assurant la compression de l'air atmosphérique 'le compresseur', généralement du type axial, et l'organe où se détendent les gaz de combustion et produisant ainsi du travail mécanique 'la turbine' qui est aussi de type axial.

A cause de la configuration de la turbine à gaz et l'impossibilité de son refroidissement par l'eau, contrairement au moteur à combustion interne, la température supérieure admissible de la turbine à gaz ne peut être aussi élevée que pour cycle du moteur à combustion interne. Et donc, la turbine à gaz est moins robuste est moins résistante.

L'avantage de la turbine à gaz, par rapport moteur à combustion interne, est qu'elle peut produire une puissance utile beaucoup plus grande et ceci malgré l'importante puissance consommée par le compresseur pour comprimer l'air ambiant admis, qui est de l'ordre de 50 à 65% de celle produite par la turbine.

Les principaux avantages de la turbine à gaz, par rapport à la turbine à vapeur sont :

- La nécessité d'une faible quantité d'eau et donc ne n'exige pas un site où l'eau est en abondance tel que près de la mer
- Un coût d'investissement par KW et frais d'exploitation et d'entretien moins élevés
- Démarrage beaucoup plus rapide (quelques minutes)

De même que pour le moteur à combustion interne, la majorité des turbines à gaz fonctionnent suivant un cycle réellement ouvert, puisque qu'à l'admission le fluide est de l'air ambiant, provenant du milieu extérieur (l'atmosphère) et qu'à la fin de la détente les gaz de

combustion sont rejetés au même milieu extérieur mais en un endroit différent puis une nouvelle quantité d'air frais est admise à chaque début du cycle.

Toutefois et malgré que ce n'est pas la même quantité de fluide moteur qui décrit le cycle continuellement, pour l'analyse thermodynamique du cycle nous considérons que celui-ci est fermé est que c'est la même quantité du fluide qui décrit ce cycle continuellement.

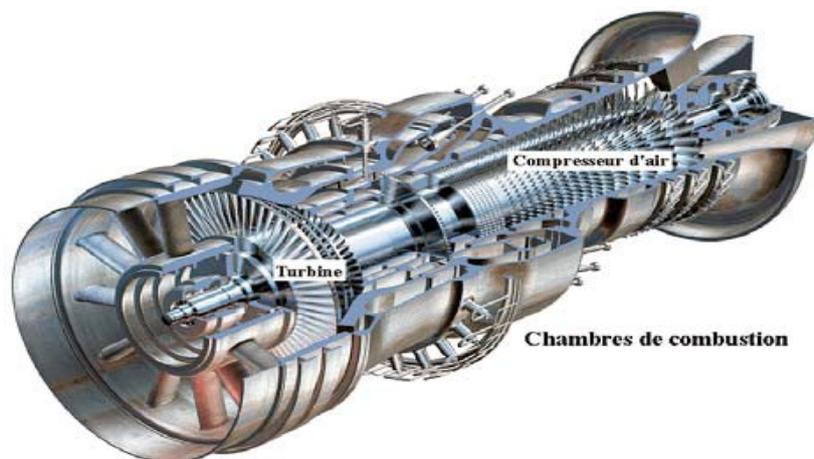
III -2. SCHEMA GENERAL ET PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE INSTALLATION TURBINE A GAZ

Contrairement à la turbine à vapeur, la turbine à gaz, comme son nom l'indique, fonctionne avec un fluide moteur gazeux et donc incondensable. Le combustible utilisé peut être gazeux (gaz naturel), liquide ou rarement solide. La chaleur Q_1 peut être éventuellement produite par une réaction nucléaire.

III-2-1- SCHEMA GENERAL ET COMPOSITION D'UNE INSTALLATION TURBINE A GAZ

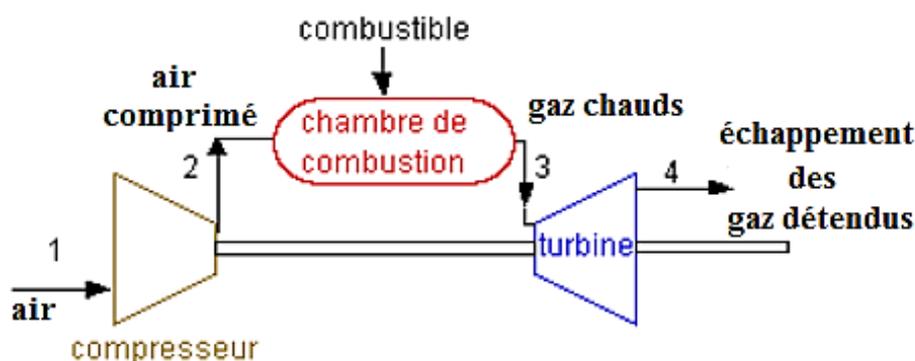
Une installation d'une turbine à gaz, représenté sur la figure III-1, est principalement composée:

- d'un compresseur à air 'C'
- d'une chambre de combustion 'CHC'
- d'une turbine 'T'
- d'un moteur de lancement 'M'
- d'une charge 'CH' (génératrice d'électricité ou système de propulsion)



(a)

Figure III-1 (a) Turbine à gaz



(b)

Figure III-1 (b) Schéma général d'une turbine à gaz simple

III-2-2- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE INSTALLATION TURBINE A GAZ

Le compresseur, généralement du type axial, aspire l'air atmosphérique et le comprime de la pression P_1 (généralement égale à la pression atmosphérique) jusqu'à une P_2 défini par le rapport ou taux de compression $\epsilon_c = P_2 / P_1$. L'air comprimé est ensuite envoyé dans la chambre de combustion où la combustion est réalisée, grâce à l'apport du combustible, soit généralement à pression constante soit à volume constant. Puisque la température des gaz T_3 , à la fin d'une combustion complète d'1 Kg de combustible qui nécessite environ 14Kg d'air, est de l'ordre 1700 °C, il faudrait 4 à 5 fois la quantité normale d'air pour abaisser T_3 à une valeur admissible par matériaux de la turbine aux environ de 1000 à 1200 °C. Ces gaz de combustion se détendent ensuite dans la turbine jusqu'à une pression P_4 (presque égale ou légèrement supérieure à la pression atmosphérique) produisant ainsi un travail mécanique de rotation. Cette énergie mécanique est utilisée en partie pour entraîner le compresseur (environ 50 à 65%) et la partie restante pour entraîner une génératrice électrique ou u pour la propulsion. Au démarrage initial le compresseur est entraîné par un moteur de lancement électrique ou à combustion interne.

III – 3. DIFFERENTS TYPES DE CYCLE DE FONCTIONNEMENT DES TURBINES A GAZ

En fonction du mode de la combustion (isobare ou isochore) et celui de la compression (adiabatique ou isotherme) et de la récupération d'une partie de la chaleur des gaz à la sortie

de la turbine (encore beaucoup plus chauds que l'air comprimé sortant du compresseur) on distingue principalement les différents cycles suivants de fonctionnement des turbines à gaz :

Remarque : En considérera que La chaleur spécifique C_p et la masse 'm' (ou débit) du fluide moteur restent invariables pendant le cycle.

III-3-1- CYCLE A COMBUSTION ISOBARE SANS RECUPERATION

Alors que la combustion se fait à pression constante, la compression de l'air peut être soit isotherme, soit polytropique soit adiabatique (cycle de Joule ou de Brayton)

III-3-1-1 CYCLE DE JOULE OU DE BRAYTON (COMPRESSION ADIABATIQUE)

Le cycle de Joule ou de Brayton (1-2-3-4 réversible et 1-2'-3-4' irréversible), caractérisé par une compression adiabatique de l'air et une combustion isobare (figure III-2), est composé des transformations suivantes:

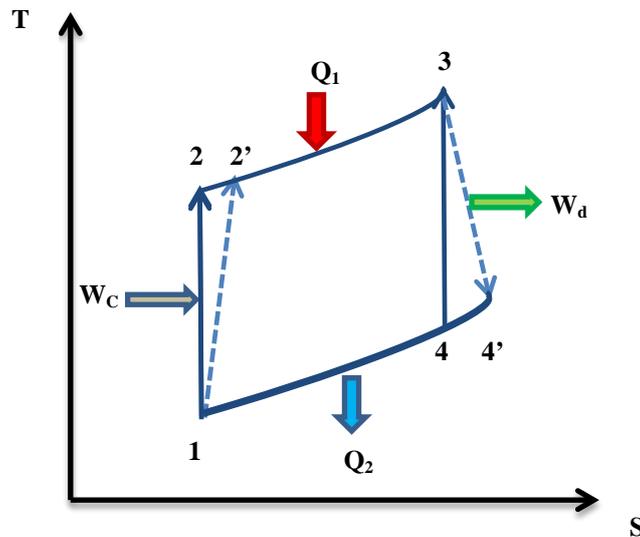


Figure III-2. Cycle de Joule ou de Brayton (compression adiabatique)

- 1-2 (ou 2') : compression adiabatique réversible (ou irréversible) de l'air atmosphérique, par le compresseur, de la pression P_1 (généralement égale à la pression atmosphérique) jusqu'à une P_2 défini par le rapport ou taux de compression $\epsilon_C = P_2 / P_1$ consommant ainsi le travail de compression

$$W_c = W_{1-2} = H_2 - H_1 = m \times C_p \times (T_2 - T_1) \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-1})$$

ou

$$W_c' = W_{1-2'} = H_{2'} - H_1 = m \times C_p \times (T_{2'} - T_1) \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-2})$$

- 2 (ou 2')-3 : combustion à pression constante, dans la chambre de combustion, qui entraîne l'augmentation de la de la température de T_2 à T_3 (généralement inférieure à 1200 °C) et un apport de la quantité de chaleur $Q_1 = Q_{2-3}$ au fluide moteur tel que,

$$Q_1 = Q_{2-3} = H_3 - H_2 = m \times C_p \times (T_3 - T_2) \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-3})$$

ou

$$Q_1' = Q_{2'-3} = H_3 - H_{2'} = m \times C_p \times (T_3 - T_{2'}) \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-4})$$

- 3-4 (ou 4') : détente des gaz chauds de combustion, dans la turbine, considérée comme adiabatique réversible (ou irréversible) produisant ainsi un travail mécanique de rotation du rotor

$$W_d = W_{3-4} = H_4 - H_3 = m \times C_p \times (T_4 - T_3) \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-5})$$

ou

$$W_d' = W_{3-4'} = H_{4'} - H_3 = m \times C_p \times (T_{4'} - T_3) \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-6})$$

- 4 (ou 4') -1 : échappement et évacuation des gaz vers l'atmosphère, rejetant ainsi la quantité de chaleur à l'atmosphère,

$$Q_2 = Q_{4-1} = m \times C_p \times (T_1 - T_4) \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-7})$$

ou

$$Q_2' = Q_{4'-1} = m \times C_p \times (T_1 - T_{4'}) \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-8})$$

Le rendement thermique des cycles de Joule réversible et irréversible sont alors (avec C_p invariable),

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-9})$$

$$\eta'_{th} = 1 - \frac{|Q_{2'}|}{|Q_{1'}|} = 1 - \frac{(T_{4'} - T_1)}{(T_3 - T_{2'})} \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-10})$$

en utilisant le taux de compression (rapport des pressions),

$$\epsilon_C = P_2 / P_1 \quad (III-11)$$

$$T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} = T_3/T_4 = (P_3/P_4)^{(\gamma-1)/\gamma} = \epsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (III-12)$$

l'équation (III-9) devient,

$$\eta_{th} = 1 - [1/\epsilon_C^{(\gamma-1)/\gamma}] \quad (\text{réversible}) \quad (III-13)$$

L'analyse numérique de l'équation (III-13) montre que le rendement thermique du cycle de Joule réversible augmente lorsque le taux de compression ϵ_C augmente ; cette augmentation s'affaiblit avec l'augmentation de ϵ_C .

III-3-1-2 CYCLE A COMPRESSION ISOTHERME

Le cycle à compression isotherme ne diffère du cycle de Joule ou de Brayton que par la transformation de compression 1-2 (figure III-3) qui se fait à température constante et ceci par l'intermédiaire de l'eau de refroidissement. Dans ce cycle la quantité de chaleur cédée par le fluide moteur au milieu extérieur est composée de deux quantités, Q'_2 cédée à l'atmosphère et Q''_2 cédée à l'eau de refroidissement tel que,

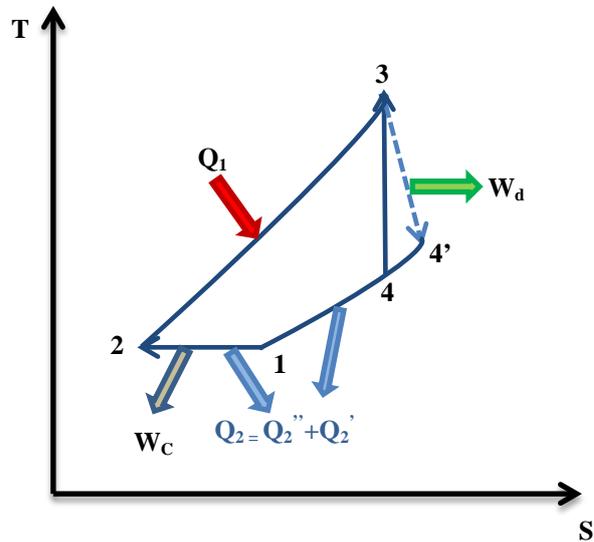


Figure III-3. Cycle à compression isotherme

$$Q'_2 = Q_{4-1} = m \times C_p \times (T_1 - T_4) \quad (III-14)$$

et

$$Q''_2 = Q_{1-2} = m \times r \times T_1 \times \ln(P_1/P_2) \quad (III-15)$$

et donc,

$$Q_2 = Q'_2 + Q''_2 = m \times C_p \times (T_1 - T_4) + m \times r \times T_1 \times \ln(P_1/P_2) \quad (III-16)$$

La quantité de chaleur fournit lors de la combustion est,

$$Q_1 = Q_{2-3} = m \times C_p \times (T_3 - T_2) \quad (III-17)$$

Le rendements thermique de ce cycle de Joule réversible est alors,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{C_p \times (T_4 - T_1) + r \times T_1 \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{C_p \times (T_3 - T_2)} \quad (III-18)$$

en utilisant le taux de compression (rapport des pressions),

$$\epsilon_c = P_2 / P_1 \quad (III-19)$$

le taux de détente préalable dans la chambre de combustion,

$$\epsilon_d = V_3 / V_2 = T_3 / T_2 \quad (III-20)$$

$$T_4/T_3 = (P_1/P_2)^{(\gamma-1)/\gamma} = 1/\epsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (III-21)$$

et

$$r/C_p = (\gamma-1)/\gamma \quad (III-22)$$

l'équation (III-18) pourra être exprimée seulement en fonction de ces deux taux,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\epsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma} [(\gamma-1/\gamma) \times \ln \epsilon_c - 1] + \epsilon_d}{[\epsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma} (\epsilon_d - 1)] \times (\epsilon_{cv})^{(\gamma-1)}} \quad (III-23)$$

L'analyse numérique de l'équation III-23 montre que le rendement thermique du cycle à compression isotherme et combustion isobare augmente lorsque le taux de compression ϵ_c augmente mais avec une faible augmentation lorsque ϵ_d augmente.

Une comparaison de ces deux cycles sur le diagramme T-S montre que pour la même quantité de chaleur fournit lors de la combustion Q_1 le travail du cycle à compression adiabatique et donc son rendement thermique sont supérieurs à ceux du cycle à compression isotherme,

$$(W_{cycle})^{Adiab} > (W_{cycle})^{Isot}$$

$$\eta_{th/rec}^{Adiab} > \eta_{th/rec}^{Isot}$$

III-3-2- CYCLE A COMBUSTION ISOBARE AVEC RECUPERATION

Le rendement thermique cycle à combustion isobare peut être amélioré en récupérant une partie de la quantité de chaleur Q_2 des gaz sortant de la turbine, encore chauds à quelques centaines de degrés Celsius, avant leur évacuation vers l'atmosphère. Cette quantité de chaleur récupérée est utilisée pour préchauffer l'air comprimé sortant du compresseur et avant son admission dans la chambre de combustion et ceci dans un récupérateur (échangeur à surface). Ceci permet de diminuer les deux quantités de chaleur Q_2 (perdue dans l'atmosphère) et Q_1 (fournit au cycle) impliquant une diminution de la consommation de combustible. Le schéma général d'une installation avec récupération est représenté sur la figure III-4 et les cycles d'opération correspondants sont représentés sur la figure III-5

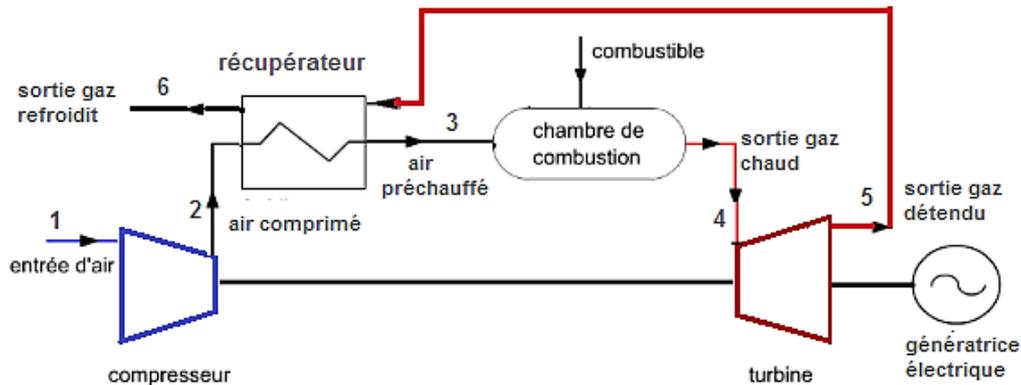


Figure III-4 Schéma général d'une installation avec récupération de chaleur

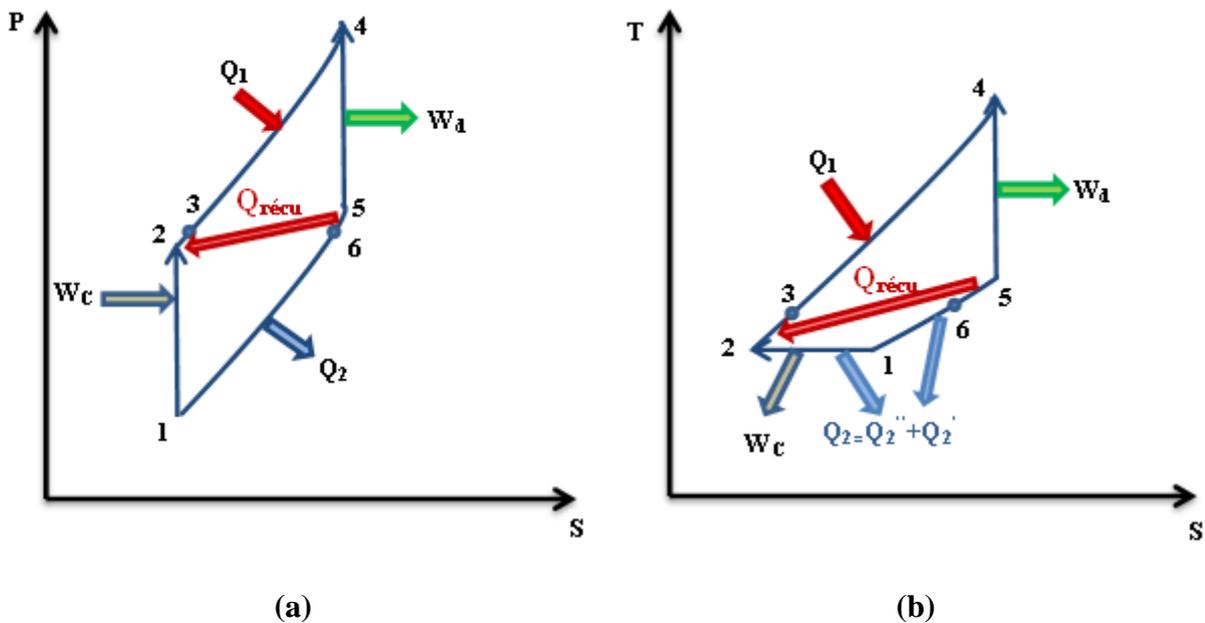


Figure III-5 Cycle à combustion isobare et avec récupération de chaleur : (a) avec compression adiabatique ; (b) avec compression isotherme

Cet échange (récupération) de la quantité de chaleur $Q_{\text{récu}}$ est représenté sur le diagramme T-s par la flèche entre les transformations 5-6 (refroidissement des gaz sortants de la turbine à la fin de la détente) et 2-3 (réchauffe de l'air comprimé). Les quantités de chaleur échangées lors de la récupération sont représentées respectivement par les surfaces a-2-3-b-a et c-9-5-d-c sur le diagramme T-S.

L'efficacité du récupérateur est défini par :

$$\epsilon_r = (T_3 - T_2) / (T_5 - T_2) \quad \text{(III-24)}$$

En considérant que $C_{p_{\text{air}}} = C_{p_{\text{gaz}}}$ et que théoriquement,

$$Q_{2-3} = m \times C_p \times (T_3 - T_2) = - Q_{5-6} = - m \times C_p \times (T_6 - T_5) \quad \text{(III-25)}$$

l'efficacité du récupérateur (équation III-24) peut être exprimée ainsi,

$$\epsilon_r = (T_5 - T_6) / (T_5 - T_2) \quad \text{(III-26)}$$

III-3-2-1 CYCLE A COMBUSTION ISOBARE AVEC RECUPERATION ET COMPRESSION ISOTHERME

En considérant le cycle de la figure III-5-b, les quantités de chaleur reçue par le fluide moteur Q_1 et cédée par celui-ci à l'atmosphère Q_2 sont égales à :

$$Q_1 = m \times C_p \times (T_4 - T_3) \quad \text{(III-27)}$$

$$Q_2 = m \times r \times T_1 \times \ln(P_2 / P_1) + m \times C_p \times (T_6 - T_1) \quad \text{(III-28)}$$

Or en considérant l'équation III-24 on peut écrire que,

$$C_p \times (T_6 - T_1) = C_p \times (T_6 - T_5) - C_p \times (T_1 - T_5) \quad \text{(III-29)}$$

$$= C_p \times (T_5 - T_1) - C_p \times (T_3 - T_2) \quad \text{(III-30)}$$

En considérant l'équation III-30 dans III-28 et avec III-27 on peut exprimer le rendement thermique de ce cycle,

$$\begin{aligned} \eta_{\text{th}} &= 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} \\ &= 1 - \frac{r \times T_1 \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) + C_p \times (T_5 - T_1) - C_p \times (T_3 - T_2)}{C_p \times (T_4 - T_3)} \end{aligned} \quad \text{(III-31)}$$

En introduisant le taux d'élévation de température dans le récupérateur,

$$\tau = T_3/T_2 \quad (\text{III-32})$$

et avec

$$\epsilon_d = V_4/V_3 = T_4/T_3 \quad (\text{III-33})$$

et l'équation III-23, le rendement thermique (équation III-30) devient,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(\gamma-1/\gamma) \times \text{Ln} \epsilon_c}{\tau (\epsilon_d - 1)} + \frac{(\epsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma} - \epsilon_d)}{\epsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma} (\epsilon_d - 1)} \quad (\text{II-34})$$

On remarque de l'équation III-34 que le rendement thermique du cycle à combustion isobare et compression isotherme et avec récupération augmente avec τ .

III-3-2-2 CYCLE A COMBUSTION ISOBARE AVEC RECUPERATION ET COMPRESSION ADIABATIQUE

Du cycle de la figure III-5-a, de façon analogue que précédemment, les quantités de chaleur reçue par le fluide moteur Q_1 et cédée par celui-ci à l'atmosphère Q_2 sont égales à :

$$Q_1 = m \times C_p \times (T_4 - T_3) \quad (\text{III-35})$$

$$Q_2 = m \times C_p \times (T_6 - T_1) \quad (\text{III-36})$$

$$= m \times C_p \times (T_5 - T_1) - m \times C_p \times (T_3 - T_2) \quad (\text{III-37})$$

En considérant les équations III-35 et III-37 avec III-19, III-22, III-32, III-33, on peut exprimer le rendement thermique de ce cycle (avec C_p invariable),

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{(T_5 - T_1) - (T_3 - T_2)}{(T_4 - T_3)} \quad (\text{III-38})$$

ou

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(\tau \epsilon_d - 1) - (\tau - 1) \epsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma}}{\tau (\epsilon_d - 1) \epsilon_c^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (II-39)$$

Une comparaison de ces deux cycles sur le diagramme T-S montre que pour la même quantité de chaleur fournie lors de la combustion Q_1 et une récupération complète ($T_5 = T_3$) le travail du cycle avec récupération à compression adiabatique et donc le rendement thermique sont inférieurs à ceux du cycle avec récupération et compression isotherme,

$$(W_{cycle/rec})^{Adiab} < (W_{cycle/rec})^{Isot}$$

$$\eta_{th/rec}^{Adiab} < \eta_{th/rec}^{Isot}$$

III-3-3- CYCLE A COMBUSTION ISOCHORE

Dans le cas d'une turbine à gaz à combustion isochore (dite aussi turbine à explosion come le moteur à explosion) la combustion 2-3 (figure III-6) se fait à volume constant et donc à pression croissante. Pour ceci ce type de turbine à gaz doit comporter des soupapes d'admission et d'échappement qui doivent être fermées lors de la combustion.

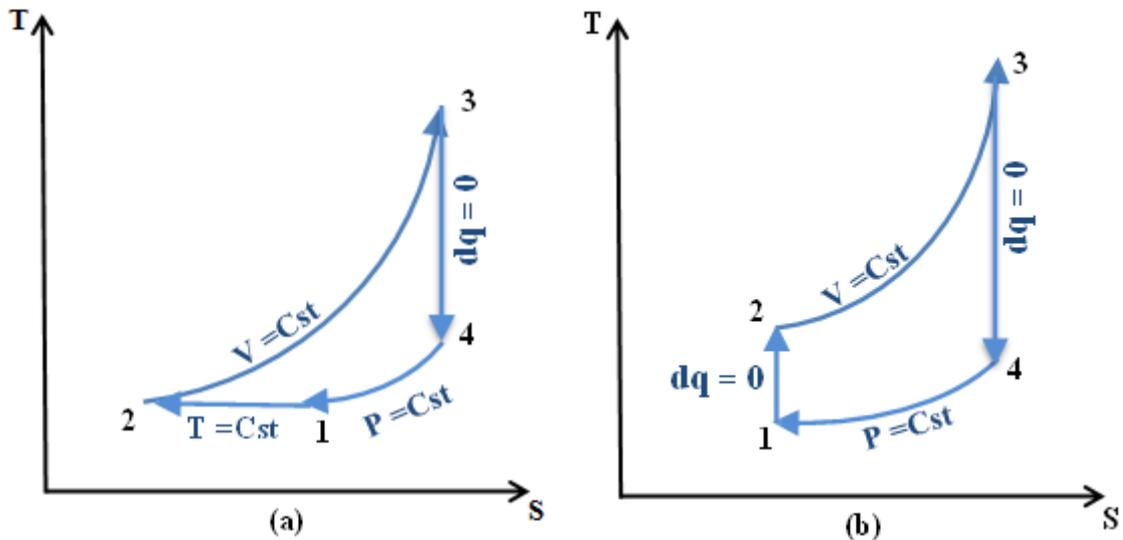


Figure III-6 Cycle à combustion isochore: (a) avec compression isotherme; (b) avec compression adiabatique

Malgré que le rendement thermique du cycle correspondant soit un peu plus grand que celui turbine à gaz à combustion isobare, la turbine à gaz à explosion est

pratiquement moins utilisée (ou presque pas). Ceci est dû aux difficultés de conception, de construction, de réalisation et de fonctionnement d'une turbine avec combustion isochore qui est donc beaucoup plus complexe que la précédente et donc on se contentera de représenter les cycles à combustion isochore. Toutefois, les quantités de chaleur ainsi que le rendement thermique correspondant peuvent être déterminés de façon analogue que pour les cycles avec combustion isobare bien sur sans oublier de considérer que la transformation de la combustion dans ce cas se fait à volume constant.

III-3-3- CYCLE A GAZ COMPLEXES

III-3-3-1 CYCLE A COMPRESSION A DETENTE ET COMPRESSION MULTIETAGEES AVEC REFROIDISSEMENT INTERMEDIAIRE, RECUPERATION ET RECHAUFFE INTERMEDIAIRE

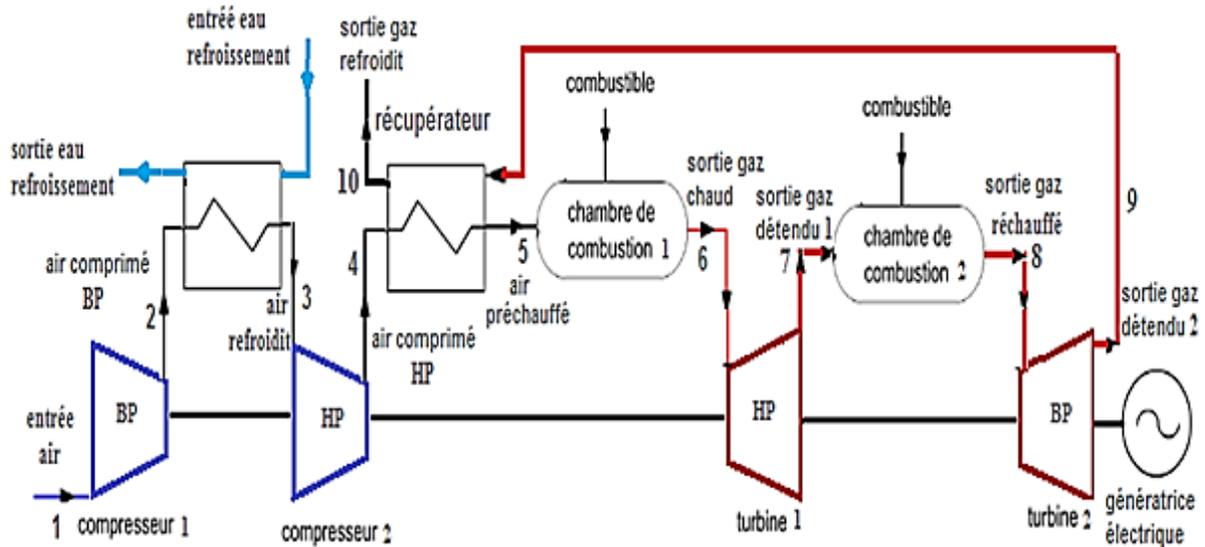
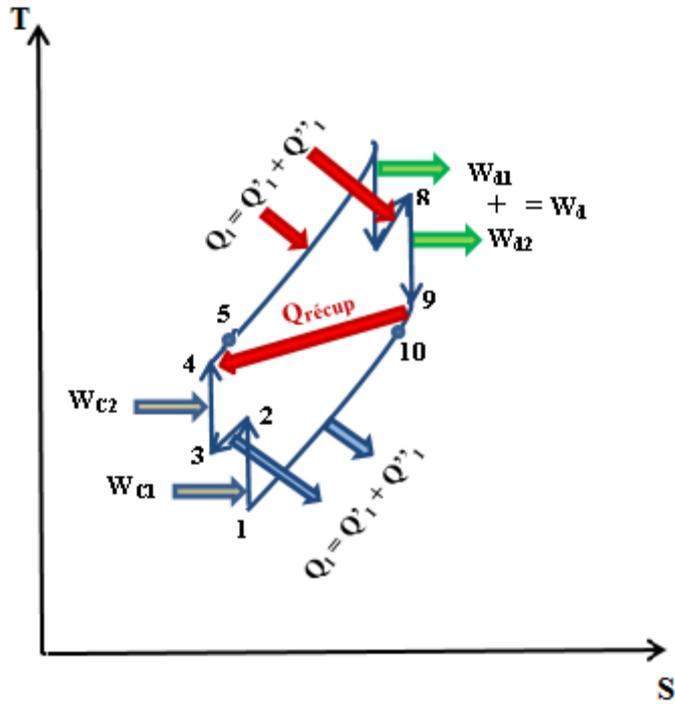


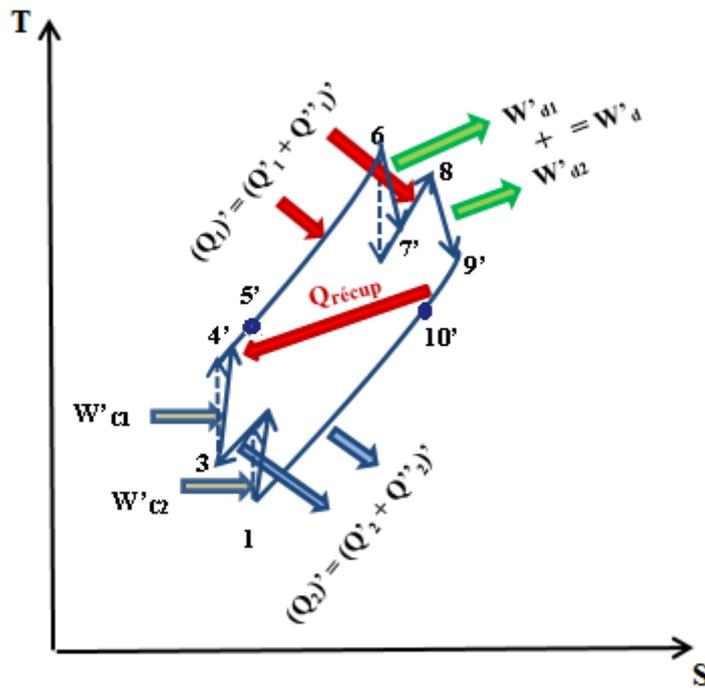
Figure III-7 Installation de turbine à gaz avec cycle à détente et compression multi-étagées avec refroidissement intermédiaire, récupération et réchauffe intermédiaire

On peut améliorer le rendement thermique du cycle et augmenter en même temps le travail (donc) la puissance de l'installation de turbine à gaz en ajoutant au cycle simple de Joule ou de Brayton (figures III-7 et 8):

- un refroidissement intermédiaire de l'air en utilisant une compression bi-étagée (éventuellement multi-étagée), dans deux corps de compresseur C1 et C2, entraînant ainsi une réduction de travail de compression



(a)



(b)

Figure III-8 Cycle d'une installation de turbine à gaz avec à détente et compression multi étagées avec refroidissement intermédiaire, récupération et réchauffe intermédiaire : (a) réversible (b) irréversible

- une récupération de chaleur (ou régénération) en utilisant un récupérateur (régénérateur) à surface servant à préchauffer l'air comprimé, sortant du compresseur C2 avant son entrée dans la chambre de combustion, par

l'intermédiaire de la chaleur des gaz chauds sortant du deuxième corps de turbine T2 avant leur évacuation vers l'atmosphère

- et une réchauffe (deuxième combustion), des gaz sortant de la turbine T1, dans la deuxième chambre de combustion Ch-C2 avant leur admission dans deuxième corps de turbine T2 pour une deuxième détente.

Cette augmentation du rendement thermique du cycle et de la puissance ce fait au détriment d'un coût plus élevé et d'une complexité de de l'installation correspondante.

En considérant Cp et la masse 'm' du fluide moteur invariables, le bilan énergétique des cycles réversible (1-2-3-4-10-5-6-7-8-9-1) et irréversible (1-2'-3-4'-10'-5-6'-7-8'-9'-1) désigné par ' (Figure III-8 a and b) donne respectivement les travaux de compression et de détente ainsi que les quantités de chaleur échangées:

$$W_{C1} = W_{1-2} = H_2 - H_1 = m \times C_p \times (T_2 - T_1) \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-40})$$

$$W_{C2} = W_{3-4} = H_4 - H_3 = m \times C_p \times (T_4 - T_3) \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-41})$$

$$W_{T1} = W_{6-7} = H_7 - H_6 = m \times C_p \times (T_7 - T_6) \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-42})$$

$$W_{T2} = W_{8-9} = H_9 - H_8 = m \times C_p \times (T_9 - T_8) \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-43})$$

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_{Ch-c1} + Q_{Ch-c2} = Q_{5-6} + Q_{7-8} \\ &= m \times C_p \times [(T_6 - T_5) + (T_8 - T_7)] \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-44}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= Q_{2-3} + Q_{10-1} \\ &= m \times C_p \times [(T_3 - T_2) + (T_1 - T_{10})] \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-45}) \end{aligned}$$

et

$$W'_{C1} = W_{1-2'} = H_{2'} - H_1 = m \times C_p \times (T_{2'} - T_1) \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-46})$$

$$W'_{C2} = W_{3-4'} = H_{4'} - H_3 = m \times C_p \times (T_{4'} - T_3) \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-47})$$

$$W'_{T1} = W_{6-7'} = H_{7'} - H_6 = m \times C_p \times (T_{7'} - T_6) \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-48})$$

$$W'_{T2} = W_{8-9'} = H_{9'} - H_8 = m \times C_p \times (T_{9'} - T_8) \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-49})$$

$$\begin{aligned} Q'_1 &= Q'_{Ch-c1} + Q'_{Ch-c2} = Q_{5-6} + Q_{7'-8} \\ &= m \times C_p \times [(T_6 - T_{5'}) + (T_8 - T_{7'})] \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-50}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q'_2 &= Q_{2'-3} + Q_{10'-1} \\ &= m \times C_p \times [(T_3 - T_{2'}) + (T_1 - T_{10'})] \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-51}) \end{aligned}$$

Les rendements thermiques correspondant sont,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{(T_2 - T_3) + (T_{10} - T_1)}{(T_6 - T_5) + (T_8 - T_7)} \quad (\text{réversible}) \quad (\text{III-52})$$

$$\eta'_{th} = 1 - \frac{|Q'_2|}{|Q'_1|} = 1 - \frac{(T_{2'} - T_3) + (T_{10'} - T_1)}{(T_6 - T_{5'}) + (T_8 - T_{7'})} \quad (\text{irréversible}) \quad (\text{III-53})$$

III-3-3-2 CYCLE A GAZ AVEC INJECTION DE VAPEUR D'EAU

On peut également et augmenter le rendement thermique du cycle en même temps que le travail (donc la puissance) de l'installation de turbine à gaz en injectant de la vapeur d'eau dans la chambre de combustion (figure III-9). La vapeur d'eau est produite dans un récupérateur 'REC' servant de générateur de vapeur 'GV' en utilisant une partie de la chaleur des gaz sortant de la turbine avant leur évacuation dans l'atmosphère. Le rendement peut alors atteindre les 45%. L'injection de vapeur permet d'augmenter le débit du fluide moteur entrant dans la turbine et donc sa puissance tout en réduisant l'émission d'oxydes d'azote NOx.

Le bilan énergétique ainsi que le rendement thermique peuvent être déterminés de façon analogue que dans les sections précédentes, avec la différence que la masse (ou le débit) à la sortie de la chambre de combustion est maintenant égale à la somme de la masse d'air et celle de la vapeur d'eau injectée (ou de leurs débits); la masse de combustible étant négligée.

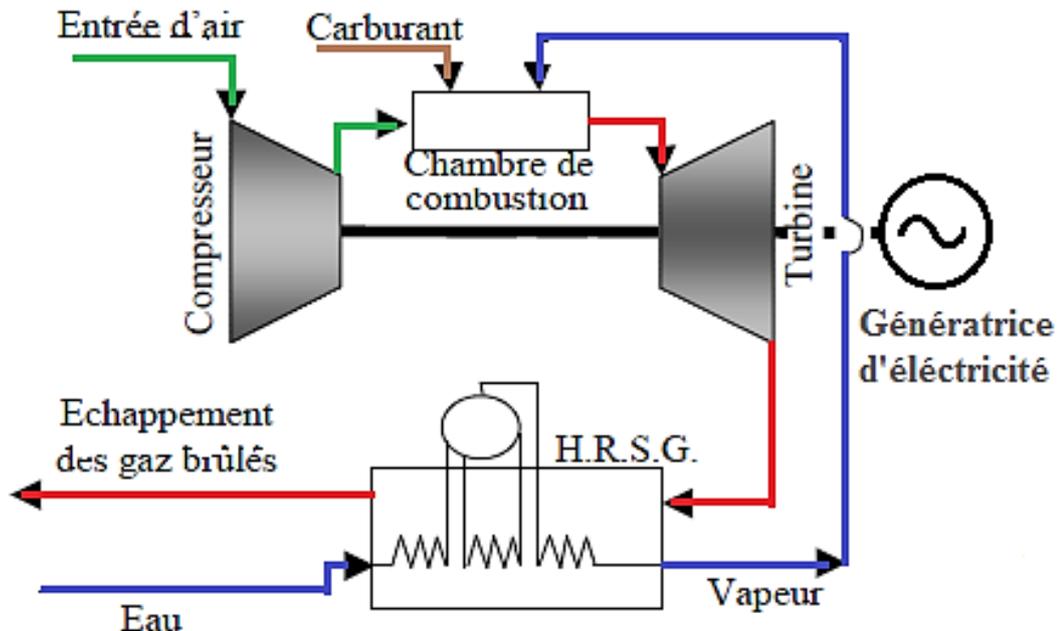


Figure III-9 Installation de turbine à gaz avec injection de vapeur

III-3-3-3 CYCLE FERME

L'analyse des expressions du rendement thermique, obtenues les sections précédentes, montre qu'en maintenant les valeurs de τ , ϵ_d et ϵ_c constantes le rendement thermique peut être amélioré si on augmente la valeur de l'exposant adiabatique γ . Ceci n'est possible que si on utilise un fluide moteur autre que l'air dont $\gamma=1,35$ et donc il est nécessaire que l'installation de la turbine à gaz fonctionne avec un cycle fermé. En plus, de l'intérêt de ce cycle de pouvoir utiliser un gaz monoatomique avec un γ élevé (1,67 pour l'hélium avec un $C_p = 5,193$ KJ/Kg.K et une densité 'd' de 0,138), la pression inférieure du cycle (à l'entrée du compresseur) peut être beaucoup plus grande que la pression atmosphérique de l'air (pour le cycle ouvert), qui peut être de l'ordre de 20 bars, ce qui entraîne une diminution appréciable des dimensions de l'installation correspondante.

Dans ce type d'installation l'apport de la quantité de chaleur Q_1 ne se fait plus directement dans une chambre de combustion (avec mélange de l'air provenant du compresseur et du combustible) mais dans un échangeur à surface ou le fluide moteur tel que l'hélium passe dans un circuit séparé sans contact direct avec les gaz de combustion.

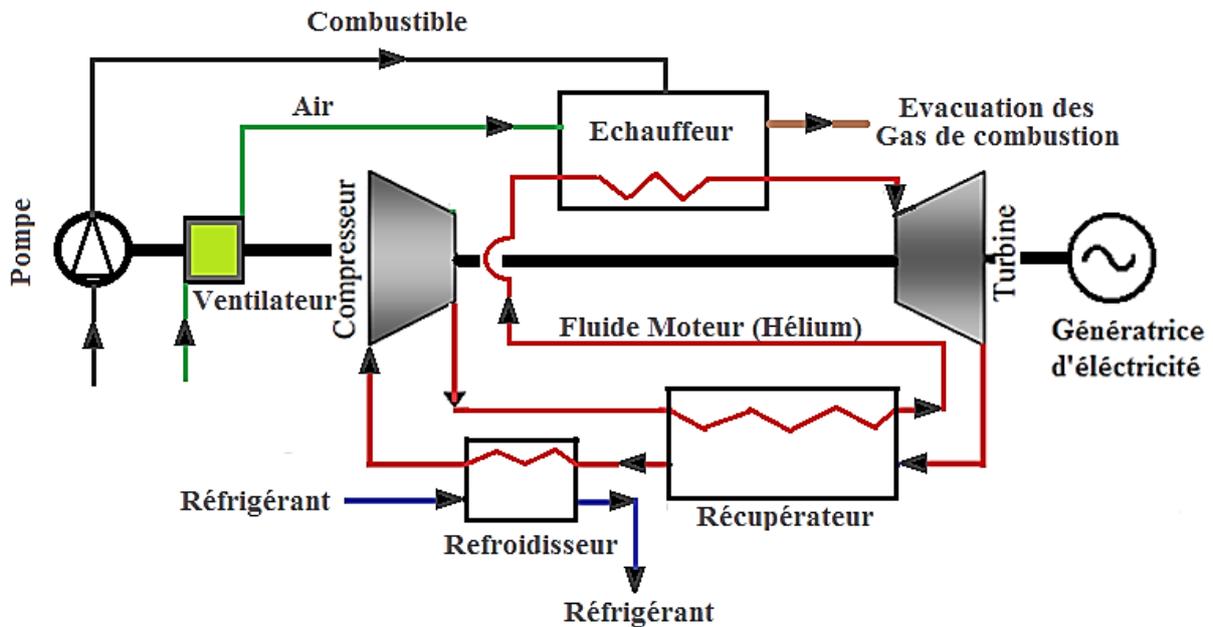


Figure III-9 Installation de turbine à gaz avec cycle fermé

Vu la complexité d'une telle installation on se contentera de représenter un schéma général de celle-ci sur la figure III-9. Cependant, les quantités de chaleur ainsi que le rendement thermique correspondants peuvent être déterminés de façon analogue que pour le cycle ouvert avec combustion isobare.

III – 4. EXERCICES RESOLUS

III-4-1 EXERCICE 1:

Le taux de compression dans une installation de turbine à gaz fonctionnant suivant le cycle de Joule (Brayton) est de 8 et la température supérieure du cycle (sortie de la chambre de combustion) est $t_3 = 700 \text{ °C}$ et celle du débit d'air de 20 Kg/s est $t_1 = 20 \text{ °C}$.

Les rendements internes relatifs de la turbine et du compresseur sont respectivement égaux à 0,85 et 0,83. On considère que $C_p = 1,005 \text{ KJ/Kg.K}$ et $\gamma = 1,4$ et restent invariables pour tout le cycle. L'installation est composée d'un seul corps de turbine qui est couplé au compresseur. Calculer :

- 1- Le travail réel produit par la turbine
- 2- Le travail réel consommé par le compresseur
- 3- Le travail utile réel (du cycle)
- 4- La puissance utile réelle de la turbine (de cette installation)
- 5- La quantité de chaleur fournie au fluide moteur lors de la combustion
- 6- Le rendement thermique de ce cycle

SOLUTION

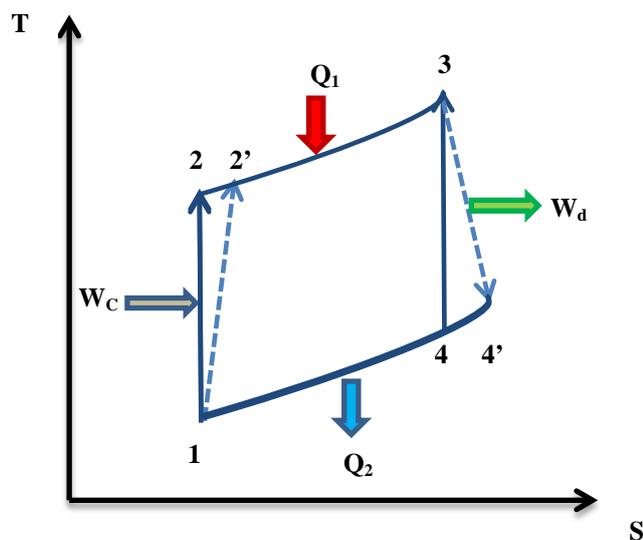


Figure III-4-1. Cycle de Joule (ou Brayton) sur le diagramme T-S

1- Le travail réel produit par la turbine (lors de la détente irréversible) est :

(le ' désigne le point réel à la fin de la transformation réelle irréversible)

$$(w^{\text{turb}})_{\text{réel}} = w_{3-4'} = \eta_i^{\text{turb}} \times w_{3-4} = \eta_i^{\text{turb}} (h_4 - h_3) = \eta_i^{\text{turb}} \times C_p \times (T_4 - T_3)$$

3-4 étant une transformation adiabatique réversible (isentropique) donne

$$T_4 = T_3 (P_4/P_3)^{(\gamma-1)/\gamma} = T_3 (P_1/P_2)^{(\gamma-1)/\gamma} = (700+273) \times (1/8)^{(1,4-1)/1,4}$$

$$= 537,14 \text{ K}$$

$$(w^{\text{turb}})_{\text{réel}} = w_{3-4'} = 0,85 \times 1,005 \times [537,14 - (700+273)]$$

$$= -372 \text{ KJ/Kg}$$

2- Le travail réel consommé par le compresseur (lors de la compression irréversible) est :

$$(w^{\text{comp}})_{\text{réel}} = w_{1-2'} = w_{1-2} / \eta_i^{\text{comp}} = (h_2 - h_1) / \eta_i^{\text{comp}} = C_p \times (T_2 - T_1) / \eta_i^{\text{comp}}$$

1-2 étant une transformation adiabatique réversible (isentropique) donne

$$T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} = (20+273) \times (8/1)^{(1,4-1)/1,4}$$

$$= 530,75 \text{ K}$$

$$(w^{\text{comp}})_{\text{réel}} = w_{1-2'} = 1,005 \times [530,75 - (20+273)] / 0,83$$

$$= 287,88 \text{ KJ/Kg}$$

3- Le travail utile réel ou du cycle réel est égal à la différence des valeurs absolues des travaux de la turbine (détente) et du compresseur (compression) :

$$(w^{\text{utile}})_{\text{réel}} = (w^{\text{cycle}})_{\text{réel}} = | (w^{\text{turb}})_{\text{réel}} | - | (w^{\text{comp}})_{\text{réel}} |$$

$$= 372 - 287,88$$

$$= 84,12 \text{ KJ/Kg}$$

4- La puissance utile réelle de la turbine (de cette installation) est donnée par le produit du débit de gaz par le travail réel utile qui est égal au travail réel du cycle :

$$(\mathcal{P}_u^{\text{utile}})_{\text{réel}} = D \times (w^{\text{utile}})_{\text{réel}} = 20 \times 84,12$$

$$= 1682,34 \text{ KW} \approx 1,68 \text{ MW}$$

5- La quantité de chaleur fournit au fluide moteur lors de la combustion est :

$$(q_1)_{\text{réelle}} = q_{2'-3} = (h_3 - h_{2'}) = C_p \times (T_3 - T_{2'})$$

$$T_{2'} = T_1 + (T_2 - T_1) / \eta_i^{\text{comp}} = (20+273) + [530,75 - (20+273)] / 0,83$$

$$= 579,45 \text{ K}$$

$$(q_1)_{\text{réelle}} = 1,005 \times (700+273 - 579,45)$$

$$= 395,52 \text{ KJ/Kg}$$

6- Le rendement thermique réel de ce cycle est :

$$\eta_{\text{th-réel}} = (w^{\text{cycle}})_{\text{réel}} / (q_1)_{\text{réelle}} = 84,12 / 395,52$$

$$= 0,21$$

III-4-2 EXERCICE 2:

Un débit d'air de 20 Kg/s à la température $t_1 = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ entre dans le compresseur d'une installation de turbine à gaz fonctionnant suivant le cycle de Joule (Brayton). Le taux de compression est de 7 et la température à l'entrée de la turbine est $t_3 = 650 \text{ }^\circ\text{C}$.

Les rendements isentropiques de la turbine et du compresseur sont respectivement égaux à 0,85 et 0,80 'et le rendement de la chambre de combustion est de 0,80. On considère que $C_{p_{\text{air}}} = C_{p_{\text{gaz}}} = 1 \text{ KJ/Kg.K}$ et $\gamma_{\text{air}} = \gamma_{\text{gaz}} = 1,4$.

Calculer :

- 3- La puissance réelle nécessaire pour la compression de l'air
- 4- La puissance totale réelle produite par la turbine
- 5- La puissance disponible (reçue par la génératrice électrique) si le rendement de l'accouplement est égal à 0,90
- 6- Le rendement thermique théorique du cycle
- 7- Le rendement réel du cycle

SOLUTION

1- La puissance réelle nécessaire pour la compression de l'air est :

$$(\mathcal{P}_u^{\text{comp}})_{\text{réel}} = D \times (w^{\text{comp}})_{\text{réel}} = D \times (h_{2'} - h_1) = D \times C_p \times (T_{2'} - T_1)$$

1-2 étant une transformation adiabatique réversible (isentropique) donne

$$T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma} = (30+273)_K (7/1)^{(1,4-1)/1,4}$$

$$= 528,32 \text{ K}$$

$$T_{2'} = T_1 + (T_2 - T_1) / \eta_i^{\text{comp}} = (20+273) + [528,32 - (30+273)] / 0,80$$

$$= 584,65 \text{ K}$$

$$(\mathcal{P}_u^{\text{comp}})_{\text{réel}} = 20 \times 1 \times [584,65 - (30+273)]$$

$$= 5633 \text{ KW}$$

2- La puissance totale réelle produite par la turbine est :

$$(\mathcal{P}_u^{\text{turb}})_{\text{réel}} = D \times (w^{\text{turb}})_{\text{réel}} = D \times (h_{4'} - h_3) = D \times C_p \times (T_{4'} - T_3)$$

$$T_4 = T_3 (P_4/P_3)^{(\gamma-1)/\gamma} = T_3 (P_1/P_2)^{(\gamma-1)/\gamma} = (650+273)_K (1/7)^{(1,4-1)/1,4}$$

$$= 529,35$$

$$T_{4'} = T_3 + (T_4 - T_3) \times \eta_i^{\text{turb}} = (650+273) + [529,35 - (650+273)] \times 0,85$$

$$= 588,4 \text{ K}$$

$$(\mathcal{P}_u^{\text{turb}})_{\text{réel}} = 20 \times 1 \times [(588,4 - (650+273))]$$

$$= - 6692 \text{ KW} = - 6,692 \text{ MW}$$

Ou en valeur absolue,

$$|(\mathcal{P}_u^{\text{turb}})_{\text{réel}}| = 6692 \text{ KW} = 6,692 \text{ MW}$$

3- La puissance disponible (reçue par la génératrice électrique) est :

$$|(\mathcal{P}_u^{\text{turb}})_{\text{réel}}| = [|(\mathcal{P}_u^{\text{turb}})_{\text{réel}}| - (\mathcal{P}_u^{\text{comp}})_{\text{réel}}] \times \eta_{\text{ac}}^{\text{turb/gen}} = (6692 - 5633) \times 0,9$$

$$= 953,1 \text{ KW}$$

4- Le rendement thermique du cycle théorique (réversible) est :

$$\eta_{\text{th-theo}} = (w^{\text{cycle}})_{\text{theo}} / (q_1)_{\text{theo}} = [|(w^{\text{turb}})_{\text{theo}}| - |(w^{\text{comp}})_{\text{theo}}|] / (q_1)_{\text{theo}}$$

$$= [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] / (h_3 - h_2)$$

$$\begin{aligned}
 &= [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] / (T_3 - T_2) \\
 &= [(650+273 - 529,35) - (528,32 - (273+30))] / (650+273 - 528,32) \\
 &= \mathbf{0,427}
 \end{aligned}$$

5- Le rendement réel du cycle en considérant aussi les pertes dans la chambre de combustion est :

$$\begin{aligned}
 \eta_{\text{th-réel}} &= (w^{\text{cycle}})_{\text{réel}} / (q_1)_{\text{réelle}} = [| (w^{\text{turb}})_{\text{réel}} | - | (w^{\text{comp}})_{\text{réel}} |] / (q_1)_{\text{réelle}} \\
 &= [(h_3 - h_4') - (h_2' - h_1)] / [(h_3 - h_2') / \eta_{\text{ch.c}}] \\
 &= [(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] / [(T_3 - T_2) / \eta_{\text{ch.c}}] \\
 &= [(650+273 - 588,4) - (584,65 - (273+30))] / [(650+273 - 584,65) / 0,80] \\
 &= \mathbf{0,125}
 \end{aligned}$$

III – 5. EXERCICES NON RESOLUS AVEC REPONSES

III-5-1 EXERCICE 1

De l'air à la température $t_1 = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ et $P_1 = 1 \text{ bar}$ entre dans le compresseur d'une installation de turbine à gaz fonctionnant suivant le cycle de Joule (Brayton). La pression en fin de compression est de 6 bar et la température à l'entrée de la première turbine (à haute pression THP) qui entraîne le compresseur est $t_3 = 600 \text{ }^\circ\text{C}$. La puissance utilisable est produite par une deuxième turbine (à basse pression TBP).

Les rendements internes relatifs des deux turbines et du compresseur sont respectivement égaux à $\eta_i^{\text{THP}} = 0,85$, $\eta_i^{\text{TBP}} = 0,84$ et $\eta_i^{\text{comp}} = 0,82$ et le débit du fluide moteur supposé constant est de 1Kg/s.

Les rendements isentropiques de la turbine et du compresseur sont respectivement égaux à 0,85 et 0,80 'et le rendement de la chambre de combustion est de 0,80. On considère que $C_{p,\text{air}} = C_{p,\text{gaz}} = 1 \text{ KJ/Kg.K}$ et $\gamma_{\text{air}} = \gamma_{\text{gaz}} = 1,4$.

Calculer :

- 1- La puissance réelle nécessaire pour la compression de l'air
- 2- La puissance réelle reçue par le milieu extérieur
- 3- Le rapport de travail (ou de puissance)

4- Le rendement thermique réel du cycle

REPOSES :

1- $T_2 = 497,2 \text{ K}$; $(\mathcal{P}_u^{\text{comp}})_{\text{réel}} = (\mathcal{P}_u^{\text{THP}})_{\text{réel}} = 242,95 \text{ KW}$; $T_4 = 631,26 \text{ K}$

2- $P_4 = 1,51 \text{ bar}$; $T_5 = 531,14 \text{ K}$; $(\mathcal{P}_u^{\text{ext}})_{\text{réel}} = 59,19 \text{ KW}$

3- $r_w = r_{\mathcal{P}u} = 0,196$;

4- $T_{2'} = 540,95 \text{ K}$; $\eta_{\text{th-réel}} = 0,177$

III-5-2 EXERCICE 2

La puissance réelle d'une turbine à gaz fonctionnant suivant le cycle de Brayton (compression adiabatique et combustion à pression constante) est de 6,8 MW et sa puissance théorique est 7 MW.

L'air atmosphérique à la température $t_1 = 25 \text{ °C}$ et $P_1 = 1 \text{ bar}$ entre dans le compresseur, dont le rendement interne est égale à 0,80, et en sort à $t_2 = 300 \text{ °C}$. La température des gaz à la sortie de la chambre de combustion est $t_3 = 600 \text{ °C}$. $C_{p_{\text{air}}} = C_{p_{\text{gaz}}} = 1 \text{ KJ/Kg.K}$ et $\gamma_{\text{air}} = \gamma_{\text{gaz}} = 1,4$.

Calculer :

- 1- Le débit d'air (considéré égal à celui des gaz)
- 2- Le rapport de compression
- 3- Le rendement interne de la turbine Le rapport de travail (ou de puissance)
- 4- Le rendement thermique du cycle réversible (théorique)
- 5- Le rendement thermique du cycle irréversible (réel)

REPOSES :

1- $T_4 = 454 \text{ K}$; $D_{\text{air}} = 16,71 \text{ Kg/s}$

2- $\epsilon_c = 9,86$

3- $\eta_i^{\text{turb}} = 0,97$

4- $\eta_{\text{th-theo}} = 0,48$

5- $\eta_{\text{th-réel}} = 0,273$

CHAPITRE IV

INSTALLATIONS DE TURBINES A VAPEUR ET DE COGENERATION OU DE THERMIFICATION ET CYCLES A VAPEUR (TAV ou TV)

IV - 1. INTRODUCTION

Comme son nom l'indique et inversement à la turbine à gaz, la turbine à vapeur 'TAV' ou 'TV' est une machine thermique motrice pour laquelle le fluide moteur est à l'état de vapeur (généralement vapeur d'eau) pendant la détente et la production de travail. Le fluide moteur est à l'état initial liquide et est transformé en vapeur sèche ou surchauffée en recevant une quantité de chaleur ' Q_1 ' par l'intermédiaire d'une combustion d'un carburant combustible gazeux, liquide ou solide (pulvérisé ou injecté) et d'un comburant (l'air) à l'intérieur d'une chambre de combustion totalement séparée et comprise entre la pompe assurant la compression et la turbine qui est aussi de type axial. La chambre de combustion appelée aussi chaudière ou générateur de vapeur n'est pas juxtaposée à la turbine mais est généralement installé dans un autre édifice.

La configuration de la turbine à vapeur, le fluide moteur utilisé (généralement l'eau) et la résistance des matériaux utilisés limite la température maximale admissible du cycle aux environ de 550 à 600 °C. L'installation de turbine à vapeur est beaucoup plus complexe, plus grande et plus chère que celle de turbine à gaz et nécessite de l'eau en abondance ou des tours pour le refroidissement (liquéfaction) de vapeur humide (mélange de vapeur et de liquide) et donc généralement elle est installée dans un endroit près de la mer ou de grands fleuve ou rivière.

Inversement au moteur à combustion interne et la majorité des turbines à gaz, turbine à vapeur fonctionnent suivant un cycle fermé avec la même quantité d'eau qui refait le même cycle mais avec nécessité d'appoint pour compenser les fuites possibles. Les différents cycles de fonctionnement de la turbine à vapeur seront étudiés dans la deuxième section suivante.

Les principaux avantages de la turbine à vapeur, par rapport à la turbine à gaz sont :

- Le travail (et donc la puissance) consommé par la pompe sont très faibles au point où ils peuvent être négligés pendant les calculs thermodynamiques préliminaires du cycle puisque la différence du rendement thermique du cycle n'est pas très appréciable.

- Le travail est donc la puissance utile de l'installation turbine à vapeur est beaucoup plus grande que celle de la turbine à gaz

Les principaux inconvénients de la turbine à vapeur, par rapport à la turbine à gaz sont :

- Un coût d'investissement par KW et frais d'exploitation et d'entretien plus élevés
- Démarrage initial beaucoup plus lent (une trentaine de minutes) puisque il est nécessaire de chauffer l'eau puis de la transformer en vapeur

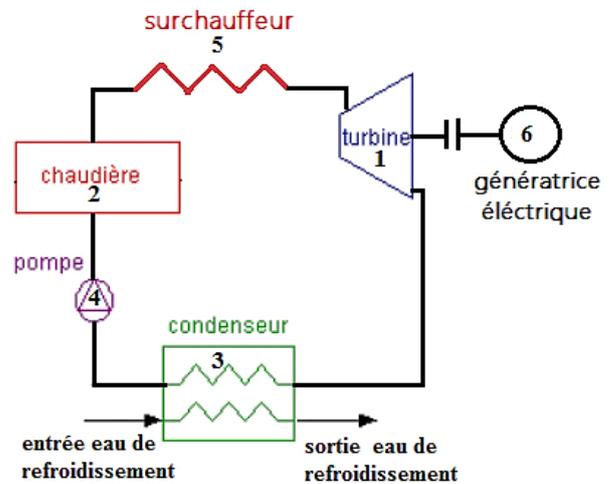
IV -2. SCHEMA GENERAL ET PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE INSTALLATION TURBINE A VAPEUR

Inversement à la turbine à gaz à vapeur, la turbine à vapeur fonctionne avec un fluide moteur à l'état initial liquide puis de vapeur et donc condensable. Le combustible utilisé peut être gazeux (gaz naturel), liquide ou solide. La chaleur Q_1 peut éventuellement être fournie par une réaction nucléaire.

IV-2-1- SCHEMA GENERAL ET COMPOSITION D'UNE INSTALLATION TURBINE A VAPEUR



(a)



(b)

Figure IV-1 (a) Rotor et (b) schéma général d'une installation de turbine à vapeur

Une installation d'une turbine à vapeur, représenté sur la figure IV-1, est essentiellement composée:

- d'une turbine (éventuellement 2 ou 3) '1'
- d'une chaudière ou générateur de vapeur '2'
- d'un condenseur '3'
- d'une pompe de compression et de circulation '4'

- d'un surchauffeur '5' (éventuellement d'un ou deux resurchauffeur)
- d'une génératrice d'électricité '6'

IV-2-2- PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE INSTALLATION TURBINE A VAPEUR

La pompe '4' (ou le compresseur dans la cas du cycle de Carnot) comprime le fluide moteur liquide (généralement l'eau) de la pression P_1 (inférieure à la pression atmosphérique) jusqu'à une P_2 . L'eau comprimé est ensuite envoyé dans chaudière ou générateur de vapeur '2', où la combustion est réalisée grâce à l'apport du combustible, pour être chauffée à pression constante jusqu'à l'état de liquide saturé puis évaporée jusqu'à l'état de saturation à pression et à température constantes en recevant la quantité de chaleur Q_1 . Eventuellement la vapeur saturée est surchauffée jusqu'à une température supérieure (≤ 650 °C) dans un surchauffeur '5' puis envoyée dans la turbine où elle se détend (avec diminution de la température et de la pression jusqu'à la pression du condenseur '3' inférieure à la pression atmosphérique). Le fluide moteur à l'état de vapeur humide (mélange de plus de vapeur que de liquide) sortant de la turbine '1' passe dans le condenseur '3' (ou tour de refroidissement) où il est condensé partiellement (cycle de Carnot) ou généralement complètement, en cédant la quantité de chaleur Q_2 à la source froide (eau ou air d'une tour de refroidissement) puis de nouveau comprimé et renvoyé par la pompe '4' (ou le compresseur dans la cas du cycle de Carnot) vers la chaudière ou générateur de vapeur '2'. Ainsi le cycle est complété et recommence de nouveau. Le travail mécanique de rotation produit par le rotor de la turbine sert à entrainer une génératrice d'électricité.

IV – 3. DIFFERENTS TYPES DE CYCLE DE FONCTIONNEMENT DES TURBINES A VAPEUR

La numérotation des points d'un cycle n'est pas importante mais pour garder le même indice au début de la détente (entrée de la turbine, de la première si plus d'une) on adoptera une numérotation différente de celle adoptée pour le cycle de la turbine à gaz et on utilisera alors 1 pour le début de la détente. On adoptera également les indices suivants :

- 'c' pour indiquer une compression
- 'd' pour indiquer une détente
- 'p' pour indiquer une pompe
- 't' pour indiquer une turbine

Les installations et cycles de turbines à vapeur fonctionnent principalement avec l'un des cycles suivants (la numérotation des points d'un cycle n'est pas importante mais pour

garder le même indice au début de la détente (entrée de la turbine, de la première si plus d'une) on adoptera une numérotation différente de celle adoptée pour le cycle de la turbine à gaz et on utilisera alors 1 pour le début de la détente) :

IV-3-1- CYCLE DE CARNOT

Le cycle de CARNOT est le cycle idéal suivant lequel une machine thermique motrice fonctionne en assurant le rendement thermique maximum possible. Il est composé de deux transformations adiabatiques 1-2 et 3-4 (avec échange de travaux : une détente et une compression) et de deux transformations isothermes et isobares 4-1 et 2-3 (avec échange de chaleur Q_1 et Q_2) comme représenté sur le

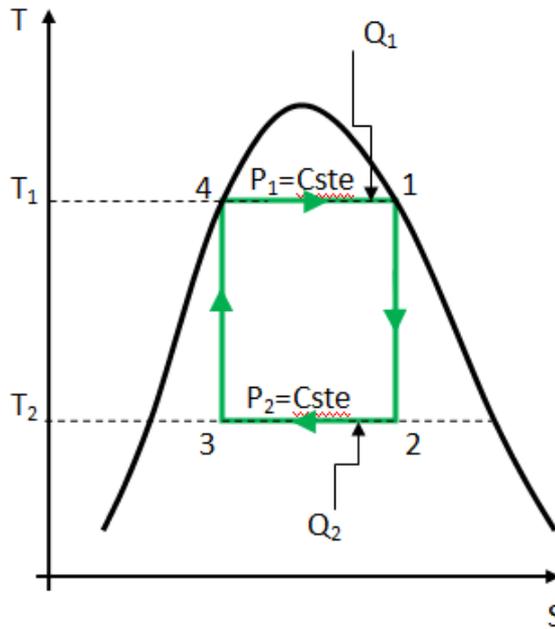


Figure IV-2 Cycle de Carnot pour une turbine à vapeur

Les quatre transformations composant le cycle de Carnot sont donc:

- 1-2 : Détente adiabatique de la vapeur ($Q_{1-2} = 0$) avec production du travail,

$$W_d = W_t = W_{1-2} = H_2 - H_1 \tag{IV-1}$$

- 2-3 : Condensation isobare et isotherme de la vapeur humide (sans production du travail $W_{2-3} = 0$) avec rejet, par le fluide moteur, de la quantité de chaleur Q_2 au milieu extérieur,

$$Q_2 = Q_{2-3} = H_3 - H_2 \tag{IV-2}$$

- 3-4 : Compression adiabatique du fluide moteur ($Q_{3-4} = 0$) avec apport du travail W_{3-4} ,

$$W_c = W_p = W_{3-4} = H_4 - H_3 \quad (IV-3)$$

- 4-1 : Apport, au fluide moteur, de la quantité de chaleur Q_1 à température et pression constantes (sans production de travail),

$$Q_1 = Q_{4-1} = H_1 - H_4 \quad (IV-4)$$

En utilisant les équations IV-1 et IV-2 on obtient le rendement thermodynamique cycle de CARNOT,

$$\eta_{th-CARNOT} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_4} \quad (IV-5)$$

N.B: Le rendement thermodynamique cycle de CARNOT a la valeur maximale possible qui puisse exister et donc le rendement thermodynamique de tout autre cycle travaillant entre les mêmes températures T_1 et T_2 lui sera inférieur.

IV-3-2- CYCLE DE RANKINE

Le cycle de Rankine (figure IV-3) ne diffère du cycle de CARNOT que par le fait que la condensation du fluide moteur est complète (jusqu'à l'état de liquide saturé avec un titre de vapeur $X_3=0$, égal à la quantité de vapeur divisé par la quantité totale du mélange) et donc la compression est assurée par une pompe au lieu d'un compresseur, ce qui a pour effet de réduire énormément le travail de compression et d'augmenter énormément le travail disponible (utile).

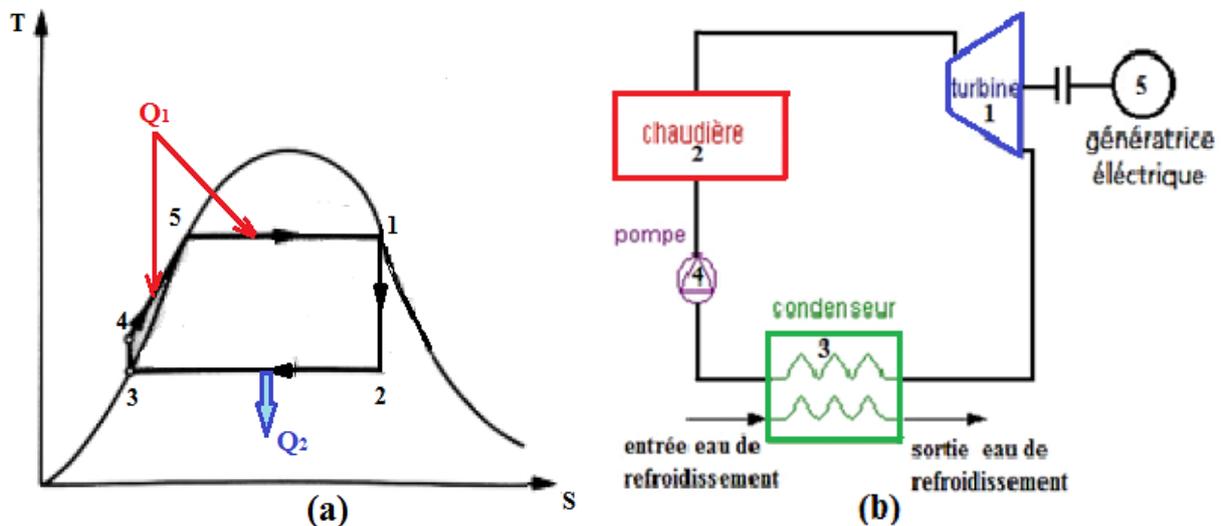


Figure IV-3 (a) Cycle de Rankine ; (b) Installation de ce cycle

La quantité de chaleur Q_1 , fournie au fluide moteur totalement à pression constante, se compose alors d'une première quantité Q_{5-4} (avec augmentation de la température dans l'économiseur) pour porter celui-ci à l'état de liquide saturé ($X_4=0$) avec augmentation de la température suivie d'une deuxième Q_{4-1} pour l'évaporer à température constante ($T_4 = T_1$) jusqu'à l'état de saturation ($X_1=1$). Ce cycle comporte une transformation en plus (5-4) que celui de Carnot. On a alors,

$$Q_1 = Q_{5-4} + Q_{4-1} = Q_{5-1} = (H_4 - H_5) + (H_1 - H_4) = H_1 - H_5 \quad (\text{IV-6})$$

avec $Q_{4-1} = Q_{\text{vap}} =$ la chaleur latente de vaporisation (de condensation) du liquide à la température de saturation $T_{\text{sat}} = T_1 = T_4$ ou la pression de saturation correspondante $P_{\text{sat}} = P_1 = P_4$.

La quantité de chaleur Q_2 , cédée par fluide moteur à pression et température constantes au milieu extérieur (condenseur ou tour de refroidissement) est donnée par,

$$Q_2 = Q_{2-3} = H_3 - H_2 = X_2 \times Q_{\text{vap}}(T_2) \quad (\text{IV-7})$$

avec :

$X_2 =$ titre de vapeur à l'entrée du condenseur (ou tour de refroidissement)

$Q_{\text{vap}}(T_2) =$ chaleur latente de vaporisation (de condensation) du liquide à la température de saturation $T_{\text{sat}} = T_2 = T_3$

Le travail de compression (consommé par la pompe), presque négligeable, par rapport à celui de la détente (fourni par la turbine) est,

$$W_c = W_p = V_{\text{liquide}} \times (P_5 - P_4) = H_5 - H_4 \quad (\text{IV-8})$$

Le travail de détente (fourni par la turbine) est,

$$W_d = W_t = H_2 - H_1 \quad (\text{IV-9})$$

Le travail net du cycle (positif) est,

$$W_{\text{cycle}}^+ = W_{\text{net}} = |W_d| - |W_c| = (H_2 - H_1) - (H_5 - H_4) \quad (\text{IV-10})$$

Le rendement thermique du cycle de Rankine est alors,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = W_{cycle}^+ / Q_1 \quad (IV-11)$$

$$= 1 - \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_5} \quad (IV-12)$$

si on néglige le travail de compression alors 3 et 5 sont confondus et $H_5 = H_3$, et donc,

$$W_{cycle}^+ = W_{net} = |W_d| = (H_1 - H_2) \quad (IV-13)$$

le rendement thermique du cycle de Rankine est réduit à,

$$\eta_{th} = W_d^+ / Q_1 \quad (IV-14)$$

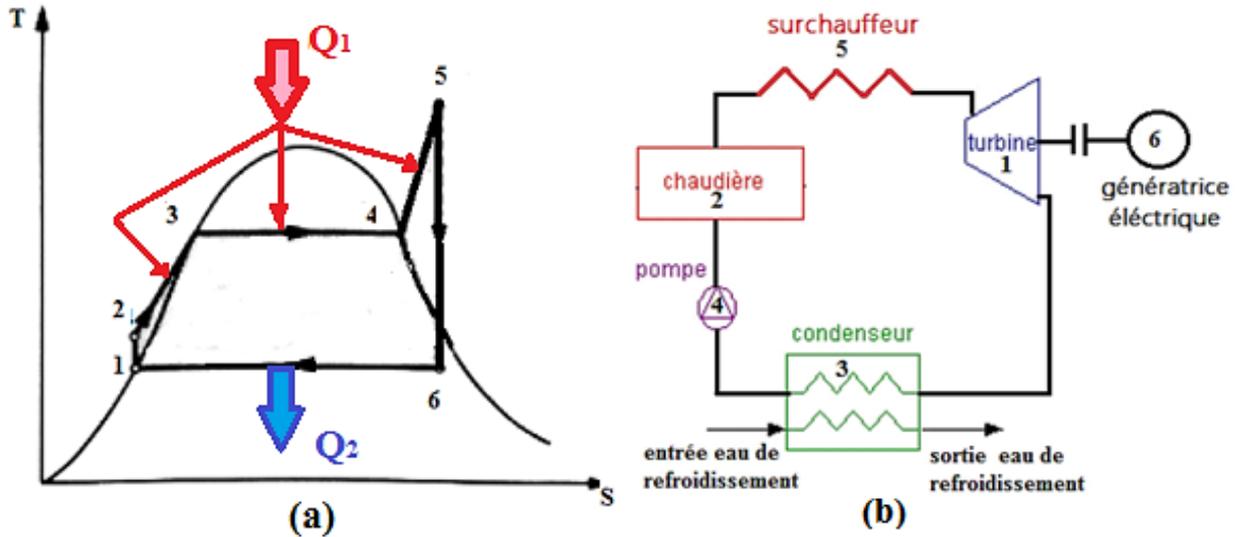
$$= 1 - \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_3} \quad (IV-15)$$

$$= \frac{H_1 - H_2}{H_1 - H_3} \quad (IV-16)$$

Remarque: lorsque la masse ou débit du fluide moteur ne sont pas donnés les quantités d'énergie échangées seront exprimées par unité de masse (J/Kg ou Cal/Kg) et donc les expressions correspondantes seront en fonctions des enthalpies massiques h au lieu de H

IV-3-3- CYCLE DE RANKINE A SURCHAUFFE (CYCLE DE HIRN)

Le cycle de Rankine à surchauffe ou cycle de Hirn (figure IV-4) ne diffère du cycle de Rankine simple que par une transformation supplémentaire 6-1, pendant laquelle le fluide moteur est surchauffé à une température supérieure à celle de saturation, en lui fournissant une troisième quantité de chaleur Q_{6-1} dans le surchauffeur. Ceci a pour effet d'augmenter énormément le travail de détente et donc le travail utile est d'améliorer les conditions de travail de la turbine et donc son rendement interne puisque une grande partie des étages de la turbine fonctionnent avec de la vapeur sèche. En même temps le rendement thermique du cycle augmente.



La quantité de chaleur Q_1 , fournie au fluide moteur totalement à pression constante, augmentera et sera composée alors d'une première quantité Q_{5-4} (avec augmentation de la température dans l'économiseur) pour porter celui-ci à l'état de liquide saturé ($X_4=0$) avec augmentation de la température suivit d'une deuxième Q_{4-6} pour l'évaporer à température constante ($T_4 = T_1$) jusqu'à l'état de saturation ($X_1=1$), puis d'une troisième Q_{6-1} pour surchauffer la vapeur saturée jusqu'à $T_1 > T_6 = T_{sat}$. On a alors,

$$Q_1 = Q_{5-4} + Q_{4-6} + Q_{6-1} = Q_{5-1} = (H_4 - H_5) + (H_6 - H_4) + (H_1 - H_6) = H_1 - H_5 \quad (IV-17)$$

La quantité de chaleur Q_2 , cédée par fluide moteur à pression et température constantes au milieu extérieur (condenseur ou tour de refroidissement), augmentera est sera donné par,

$$Q_2 = Q_{2-3} = H_3 - H_2 = X_2 \times Q_{vap}(T_2) \quad (IV-18)$$

Le travail de compression reste inchangé,

$$W_c = W_p = W_{3-5} = V_{liquide} \times (P_5 - P_3) = H_5 - H_3 \quad (IV-19)$$

Le travail de détente (fournit par la turbine) augmentera,

$$W_d = W_t = W_{1-2} = H_2 - H_1 \quad (IV-20)$$

Le travail net du cycle (positif) est,

$$W_{cycle}^+ = W_{net} = |W_d| - |W_c| = (H_2 - H_1) - (H_5 - H_3) \quad (IV-21)$$

Le rendement du cycle de Rankine à surchauffe est alors,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = W_{cycle}^+ / Q_1 \quad (IV-22)$$

$$= 1 - \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_5} \quad (IV-23a)$$

$$= \frac{(H_1 - H_2) - (H_5 - H_3)}{H_1 - H_5} \quad (IV-23b)$$

si on néglige le travail de compression alors 3 et 5 sont confondus et $H_5 = H_3$, et donc,

$$W_{cycle}^+ = W_{net} = |W_d| = (H_1 - H_2) \quad (IV-24)$$

$$Q_1 = Q_{3-4} + Q_{4-6} + Q_{6-1} = Q_{3-1} \quad (IV-25)$$

$$= (H_4 - H_3) + (H_6 - H_4) + (H_1 - H_6) \quad (IV-26)$$

$$= H_1 - H_3 \quad (IV-27)$$

le rendement du cycle de Rankine de Hirn ((à surchauffe) est,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = W_d^+ / Q \quad (IV-28)$$

$$= 1 - \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_3} \quad (IV-29)$$

$$= \frac{H_1 - H_2}{H_1 - H_3} \quad (IV-30)$$

IV-3-4- CYCLE A RESURCHAUFFE (DOUBLE SURCHAUFFE)

On peut augmenter d'avantage le rendement thermique du cycle de Rankine à surchauffe en resurchauffant (7-8 sur la figure IV-5) le fluide moteur dans un resurchauffeur (c. a. d. double surchauffe). Et donc, par rapport au cycle de Rankine a surchauffe, ce cycle comprend une transformation supplémentaire isobare 7-8 d'apport d'une quatrième quantité de chaleur $Q_{7,8}$ dans le resurchauffeur et la détente se fait en deux étapes dans deux corps de turbine différents (1-7 dans la turbine haute pression THP et 8-9 dans la turbine basse pression TBP). La resurchauffe entraine également l'augmentation du travail de détente et donc le

travail utile et l'amélioration des conditions de travail des turbines et donc leur rendement interne puisque une grande partie de leurs étages fonctionnent avec de la vapeur sèche.

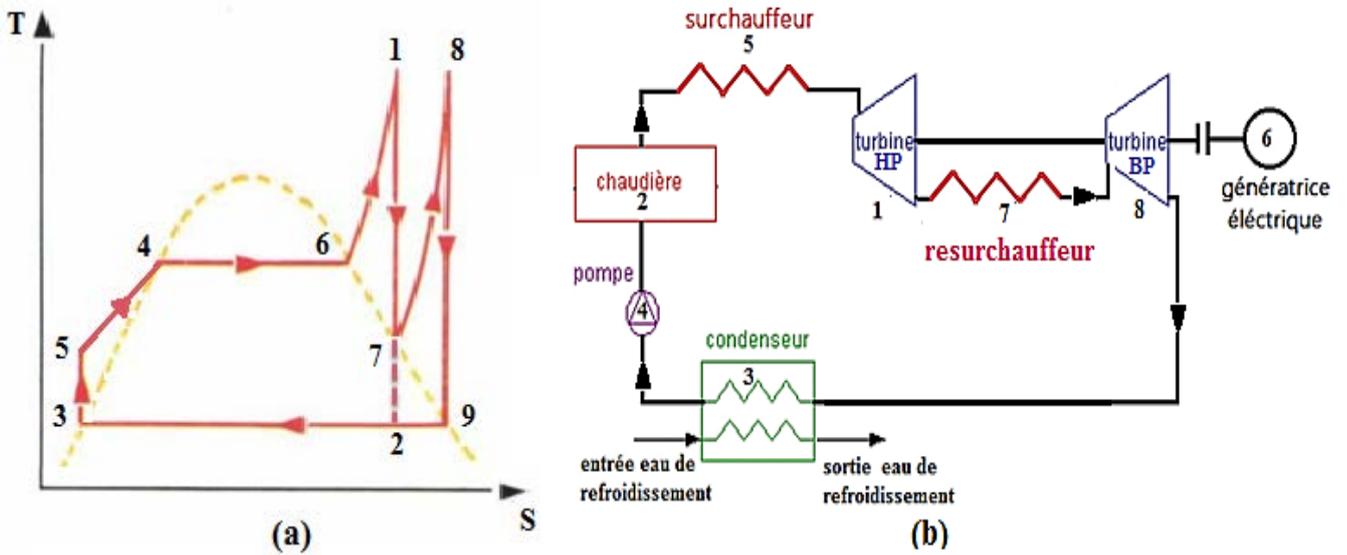


Figure IV-5 (a) Cycle de Rankine à resurchauffe (double surchauffe) ; (b) Installation de ce cycle

La quantité totale de la chaleur Q_1 , fournit au fluide moteur totalement à pression constante, augmentera et sera composé alors d'une première quantité Q_{5-4} (avec augmentation de la température dans l'économiseur) pour porter celui-ci à l'état de liquide saturé ($X_4=0$) avec augmentation de la température suivit d'une deuxième Q_{4-6} pour l'évaporer à température constante ($T_4 = T_1$) jusqu'à l'état de saturation ($X_1=1$), puis d'une troisième Q_{6-1} pour surchauffer la vapeur saturée jusqu'à $T_1 > T_6 = T_{sat}$ et finalement d'une quatrième Q_{6-1} pour resurchauffer la vapeur saturée jusqu'à $T_8 > T_6 = T_{sat}$ (et $T_8 > T_7$), et donc,

$$Q_1 = Q_{5-4} + Q_{4-6} + Q_{6-1} + Q_{7-8} = Q_{5-1} + Q_{7-8} \quad (IV-31)$$

$$Q_1 = (H_4 - H_5) + (H_6 - H_4) + (H_1 - H_6) + (H_8 - H_7) \quad (IV-32)$$

$$= (H_1 - H_5) + (H_8 - H_7) \quad (IV-33)$$

La quantité de chaleur Q_2 , cédée par fluide moteur à pression et température constantes au milieu extérieur (condenseur ou tour de refroidissement), augmentera d'avantage est sera donné par,

$$Q_2 = Q_{9-3} = H_3 - H_9 = X_9 \times Q_{vap}(T_9) \quad (IV-34)$$

Le travail de compression reste inchangé,

$$W_c = W_p = W_{3-5} = V_{\text{liquide}} \times (P_5 - P_3) = H_5 - H_3 \quad (\text{IV-35})$$

Le travail de détente (fournit par la turbine) augmentera et sera égal à la somme des travaux des deux détenteurs,

$$W_d = W_t^{\text{THP}} + W_t^{\text{TBP}} = (H_7 - H_1) + (H_9 - H_8) \quad (\text{IV-36})$$

Le travail net du cycle (positif) est,

$$W_{\text{cycle}}^+ = W_{\text{net}} = |W_d| - |W_c| = [(H_1 - H_7) + (H_8 - H_9)] - (H_5 - H_3) \quad (\text{IV-37})$$

Le rendement du cycle de Rankine à resurchauffe (double surchauffe) est alors,

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = W_{\text{cycle}}^+ / Q_1 \quad (\text{IV-38})$$

$$= 1 - \frac{H_9 - H_3}{(H_1 - H_5) + (H_8 - H_7)} \quad (\text{IV-39})$$

$$= \frac{(H_1 - H_7) + (H_8 - H_9) - (H_5 - H_3)}{(H_1 - H_5) + (H_8 - H_7)} \quad (\text{IV-40})$$

si on néglige le travail de compression alors 3 et 5 sont confondus et $H_5 = H_3$, et donc,

$$W_{\text{cycle}}^+ = W_{\text{net}} = |W_d| = [(H_1 - H_7) + (H_8 - H_9)] \quad (\text{IV-41})$$

$$Q_1 = Q_{3-4} + Q_{4-6} + Q_{6-1} + Q_{7-8} = Q_{3-1} + Q_{7-8} \quad (\text{IV-42})$$

$$= (H_4 - H_3) + (H_6 - H_4) + (H_1 - H_6) + (H_8 - H_7) \quad (\text{IV-43})$$

$$= (H_1 - H_3) + (H_8 - H_7) \quad (\text{IV-44})$$

le rendement du cycle de Rankine à resurchauffe (double surchauffe) est réduit à,

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = W_{\text{d}}^+ / Q_1 \quad (\text{IV-45})$$

$$= 1 - \frac{H_9 - H_3}{(H_1 - H_3) + (H_8 - H_7)} \quad (\text{IV-46})$$

$$= \frac{(H_1 - H_7) + (H_8 - H_9)}{(H_1 - H_3) + (H_8 - H_7)} \quad (\text{IV-47})$$

IV-3-5- CYCLE A DOUBLE RESURCHAUFFE (TRIPLE SURCHAUFFE)

On peut augmenter encore plus le rendement thermique du cycle de Rankine à resurchauffe par une deuxième resurchauffe (10-11 sur la figure IV-6 a) du fluide moteur dans un deuxième resurchauffeur (c. a. d. triple surchauffe), figure IV-6 b. Et donc, par rapport au cycle de Rankine a resurchauffe, ce cycle comprend une transformation supplémentaire isobare 10-11 d'apport d'une cinquième quantité de chaleur Q_{10-11} dans le deuxième resurchauffeur et la détente se fait en trois étapes dans trois corps de turbine différents (1-7 dans la turbine haute pression THP, 8-10 dans la turbine moyenne pression TMP et 11-12 dans la turbine basse pression TBP. Cette deuxième resurchauffe entraine aussi l'augmentation du travail de détente et donc le travail et la puissance utiles ainsi que le rendement interne des turbines car une plus grande partie de leurs étages fonctionnent avec de la vapeur sèche et donc dans de meilleures conditions.

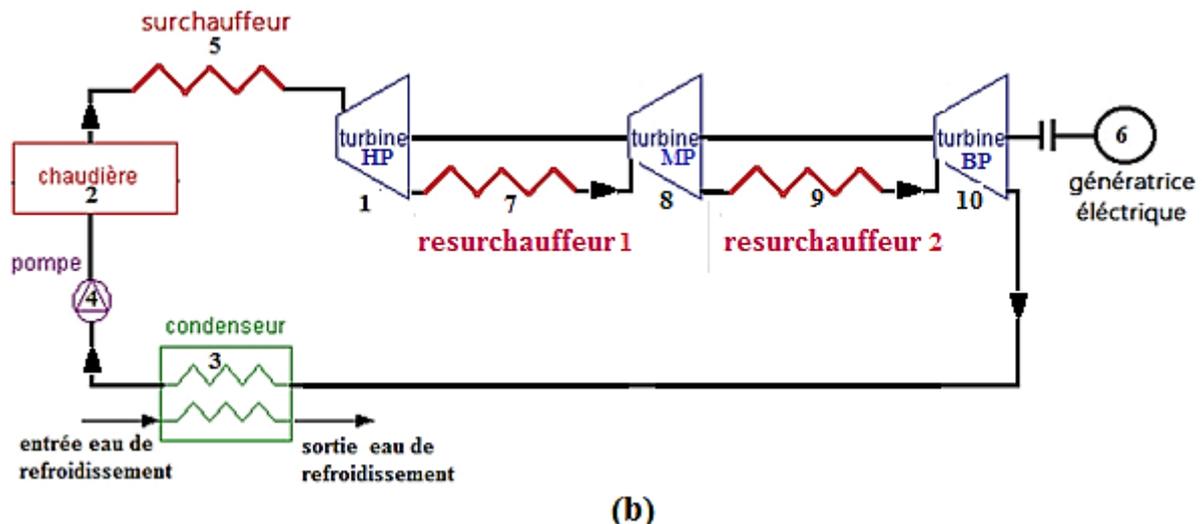
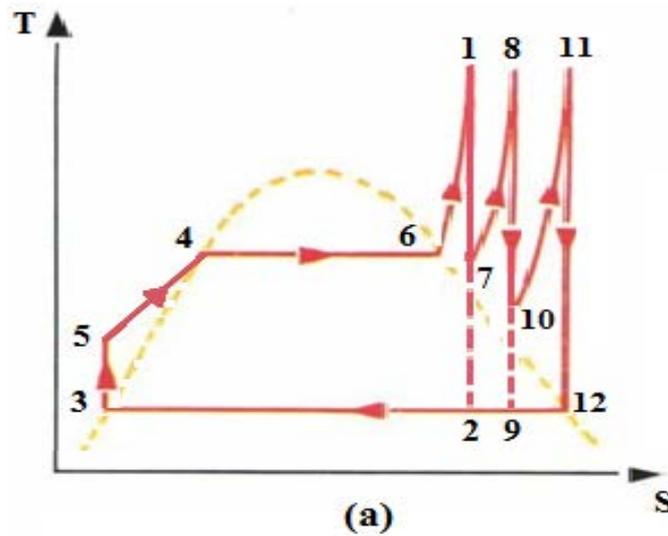


Figure IV-6 (a) Cycle et (b) installation de Rankine à double resurchauffe (triple surchauffe)

Dans ce cas la quantité totale de la chaleur Q_1 , fournit au fluide moteur toujours à pression constante, augmentera d'une cinquième quantité de chaleur Q_{10-11} pour le resurchauffer dans le deuxième resurchauffeur jusqu'à $T_{11} > T_6 = T_{sat}$ (et $T_{11} > T_{10}$), on aura donc,

$$Q_1 = Q_{5-4} + Q_{4-6} + Q_{6-1} + Q_{7-8} + Q_{10-11} = Q_{5-1} + Q_{7-8} + Q_{10-11} \quad (IV-48)$$

$$= (H_4 - H_5) + (H_6 - H_4) + (H_1 - H_6) + (H_8 - H_7) + (H_{11} - H_{10}) \quad (IV-49)$$

$$= (H_1 - H_5) + (H_8 - H_7) + (H_{11} - H_{10}) \quad (IV-50)$$

Dans ce cas la quantité de chaleur Q_2 , cédée par le fluide moteur toujours à pression et température constantes au milieu extérieur, augmentera plus d'avantage et sera égale à,

$$Q_2 = Q_{12-3} = H_3 - H_{12} = X_{12} \times Q_{vap}(T_{12}) \quad (IV-51)$$

Dans ce cas le travail de compression reste le même,

$$W_c = W_p = W_{3-5} = V_{liquide} \times (P_5 - P_3) = H_5 - H_3 \quad (IV-52)$$

Dans ce cas le travail de détente (fournit par la turbine) augmentera d'avantage et sera égal à la somme des travaux des trois détentes,

$$W_d = W_t^{THP} + W_t^{TMP} + W_t^{TBP} = (H_7 - H_1) + (H_{10} - H_8) + (H_{12} - H_{11}) \quad (IV-53)$$

Dans ce cas le travail net du cycle (positif) est,

$$W_{cycle}^+ = W_{net} = |W_d| - |W_c| = [(H_1 - H_7) + (H_8 - H_{10}) + (H_{11} - H_{12})] - (H_5 - H_3) \quad (IV-54)$$

Finalement, le rendement du cycle de Rankine à double resurchauffe (triple surchauffe) est alors,

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = W_{cycle}^+ / Q_1 \quad (IV-55)$$

$$= 1 - \frac{(H_{12} - H_3)}{(H_1 - H_5) + (H_8 - H_7) + (H_{11} - H_{10})} \quad (IV-56)$$

$$= \frac{(H_1 - H_7) + (H_8 - H_{10}) + (H_{11} - H_{12}) - (H_5 - H_3)}{(H_1 - H_5) + (H_8 - H_7) + (H_{11} - H_{10})} \quad (IV-57)$$

si on néglige le travail de compression alors 3 et 5 sont confondus et $H_5 = H_3$, et donc,

$$W^+_{\text{cycle}} = W_{\text{net}} = |W_d| = [(H_1 - H_7) + (H_8 - H_{10}) + (H_{11} - H_{12})] \quad (\text{IV-58})$$

$$Q_1 = Q_{3-4} + Q_{4-6} + Q_{6-1} + Q_{7-8} + Q_{10-11} = Q_{3-1} + Q_{7-8} + Q_{10-11} \quad (\text{IV-59})$$

$$= (H_4 - H_3) + (H_6 - H_4) + (H_1 - H_6) + (H_8 - H_7) + (H_{11} - H_{10}) \quad (\text{IV-60})$$

$$= (H_1 - H_3) + (H_8 - H_7) + (H_{11} - H_{10}) \quad (\text{IV-61})$$

le rendement du cycle de Rankine à double resurchauffe (triple surchauffe) est égal à,

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = W^+_d / Q_1 \quad (\text{IV-62})$$

$$= 1 - \frac{(H_{12} - H_3)}{[(H_1 - H_3) + (H_8 - H_7) + (H_{11} - H_{10})]} \quad (\text{IV-63})$$

$$= \frac{[(H_1 - H_7) + (H_8 - H_{10}) + (H_{11} - H_{12})]}{[(H_1 - H_3) + (H_8 - H_7) + (H_{11} - H_{10})]} \quad (\text{IV-64})$$

IV-3-6- CYCLE A RECUPERATION DE CHALEUR (A SOUTIRAGES)

Le rendement thermique du cycle à vapeur peut être amélioré d'avantage par récupération de chaleur (ou soutirages) en soutirant une fraction de la vapeur 'α' qui sera utilisé pour préchauffer le liquide sortant du condenseur dans un échangeur à surface ou à mélange appelé aussi récupérateur avant de l'envoyer dans la chaudière. Ceci permet de réduire la quantité de chaleur Q_1 fournit au fluide moteur mais avec la pénalité de réduire le travail de détente produit par la turbine car la fraction de la vapeur soutirée ne subira pas la détente totale jusqu'à la pression du condenseur et réduira le débit traversant le reste de la turbine après ce soutirage.

Dans le cas de l'utilisation des récupérateurs à mélange la vapeur soutirée est mélangé avec l'eau venant du condenseur est donc il est nécessaire d'utiliser une pompe pour élever la pression du liquide venant du condenseur ou du récupérateur précédant jusqu'à la pression de la fraction de vapeur soutirée et donc si l'installation comporte n soutirages avec n récupérateurs à mélange celle-ci comportera n+1 pompes dont la dernière sert à élever la pression du liquide venant du dernier récupérateur du circuit préchauffé par la première fraction soutirée. Autrement si tous les récupérateurs utilisés sont du type à surface, où la

vapeur soutirée n'est pas mélangé avec l'eau venant du condenseur, l'installation ne comportera que la pompe principale servant à augmenter la pression du liquide de la pression du condenseur (pression inférieure du cycle) jusqu'à celle de la chaudière (pression supérieure du cycle).

Si les fractions de vapeur soutirées ' α_i ' ne sont pas données ou imposées elles seront déterminées à partir des bilans énergétiques des récupérateurs.

On se limitera à étudier un cycle de Rankine à surchauffe avec deux soutirages de fraction de vapeur ' α_1 ' et ' α_2 ' comme représenté sur la figure sur le cycle de la figure IV-7. On notera par 01 et 02 les points de soutirage de ' α_1 ' et ' α_2 ' et 04 et 03 les points de la sortie des récupérateurs correspondants RC1 et RC2.

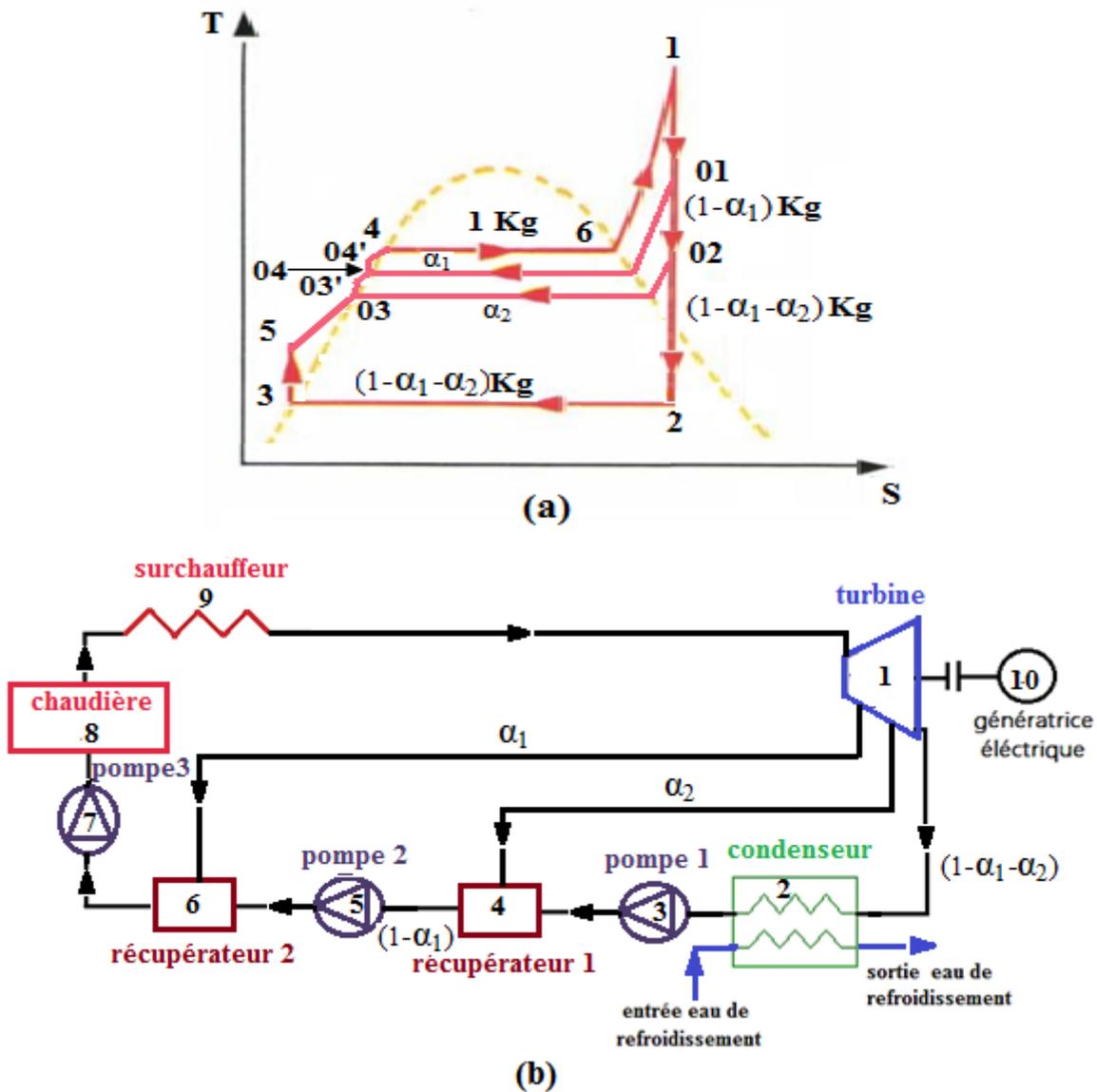


Figure IV-7 (a) Cycle de Rankine à deux soutirages; (b) Installation de ce cycle

Bilan énergétique du récupérateur RC1 dans lequel α_1 est envoyé :

$$\alpha_1 \times (H_{04} - H_{01}) = - (1 - \alpha_1) \times (H_{04} - H_{03}) \quad (IV-65)$$

$$\alpha_1 = (H_{04} - H_{03}) / (H_{01} - H_{03}) \quad (IV-66)$$

Bilan énergétique du récupérateur RC2 dans lequel α_2 est envoyé :

$$\alpha_2 \times (H_{03} - H_{02}) = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (H_{03} - H_3) \quad (IV-67)$$

$$\alpha_2 = (1 - \alpha_1) \times (H_{03} - H_3) / (H_{02} - H_3) \quad (IV-68)$$

La quantité totale de la chaleur Q_1 , fournit par la source chaude au fluide moteur à pression constante, est donc,

$$Q_1 = Q_{04'-1} = (H_1 - H_{04'}) \quad (IV-69)$$

qui devient, si on néglige le travail de la pompe (04 et 04' deviennent confondus),

$$Q_1 = Q_{04-1} = (H_1 - H_{04}) \quad (IV-70)$$

et la quantité de chaleur Q_2 , cédée par le fluide moteur à la source froide, à pression et température constantes, est égale à,

$$Q_2 = Q_{2-3} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (H_3 - H_2) \quad (IV-71)$$

Le rendement du cycle à récupération (à 2 soutirages) est alors,

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} \\ &= 1 - \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (H_2 - H_3)}{(H_1 - H_{04'})} \end{aligned} \quad (IV-72)$$

Ou si on néglige le travail de la pompe 3 (principale),

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (H_2 - H_3)}{(H_1 - H_{04})} \quad (IV-73)$$

Dans ce cas le travail de compression devient,

$$W_c = W_{p1} + W_{p2} + W_{p3} = W_{3-5} + W_{03'-03} + W_{04'-04} \quad (IV-74)$$

$$= (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (H_5 - H_3) + (1 - \alpha_1) \times (H_{03'} - H_{03}) + (H_{04'} - H_{04}) \quad (IV-75)$$

et le travail de détente (fournit par la turbine) diminuera et sera égal à la somme des travaux des trois détentes,

$$\begin{aligned} W_d &= W_{1-01} + W_{01-02} + W_{02-2} \\ &= (H_{01} - H_1) + (1 - \alpha_1) \times (H_{02} - H_{01}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (H_2 - H_{02}) \end{aligned} \quad (IV-76)$$

Dans ce cas le travail net du cycle (positif) est,

$$W_{\text{cycle}}^+ = W_{\text{net}} = | W_d | - | W_c | \quad (IV-77)$$

$$\begin{aligned} &= (H_1 - H_{01}) + (1 - \alpha_1) \times (H_{01} - H_{02}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (H_{02} - H_2) \\ &\quad - [(1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (H_5 - H_3) + (1 - \alpha_1) \times (H_{03'} - H_{03}) + (H_{04'} - H_{04})] \end{aligned} \quad (IV-78)$$

Le rendement du cycle à récupération (à 2 soutirages), en fonction du travail du cycle, est alors,

$$\begin{aligned} \eta_{\text{th}} &= \left\{ (H_1 - H_{01}) + (1 - \alpha_1) \times (H_{01} - H_{02}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (H_{02} - H_2) \right. \\ &\quad \left. - [(1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (H_5 - H_3) + (1 - \alpha_1) \times (H_{03'} - H_{03}) + (H_{04'} - H_{04})] \right\} / (H_1 - H_{04'}) \end{aligned} \quad (IV-79)$$

en négligeant le travail de compression, le travail du cycle et rendement peuvent être exprimés ainsi,

$$W_{\text{cycle}}^+ = (H_1 - H_2) - \alpha_1 \times (H_{01} - H_2) - \alpha_2 \times (H_{02} - H_2) \quad (IV-80)$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{(H_1 - H_2) - \alpha_1 \times (H_{01} - H_2) - \alpha_2 \times (H_{02} - H_2)}{(H_1 - H_{04})} \quad (IV-81)$$

on peut généraliser ces deux équations pour 'n' soutirages avec 'n' récupérateurs à mélange de la façon suivante (pour $W_c = 0$),

$$W_{\text{cycle}}^+ = (H_1 - H_2) - \sum_{j=1}^n \alpha_j \times (H_{0j} - H_2) \quad (IV-82)$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{(H_1 - H_2) - \sum_{j=1}^n \alpha_j \times (H_{0j} - H_2)}{(H_1 - H_{0i})} \quad \text{avec } i = 2 \times n \quad (IV-83)$$

IV – 4. INSTALLATION A DEUX CYCLES (CYCLE BINAIRE) ET CYCLE COMBINE

IV-4-1- CYCLE A DEUX FLUIDES LIQUIDE- LIQUIDE

Pour fournir la performance optimale d'une turbine à vapeur, il faut utiliser le fluide moteur optimal qui doit satisfaire principalement les deux conditions suivantes :

- A- Il doit permettre un coefficient de remplissage aussi le plus élevé possible. Pour cela le fluide moteur doit avoir une chaleur spécifique C_p l'état liquide aussi petite que possible et des constantes critiques aussi grandes que possible.
- B- Il doit également avoir des propriétés permettant une valeur élevée de la température supérieure du cycle et une pression correspondante pas trop élevée. Il doit aussi avoir une pression de saturation à température inférieure pas trop basse ce qui entraîne un vide poussé et donc d'éventuels problèmes techniques dans le condenseur.

L'eau ne satisfait pas la première condition de petite valeur de C_p mais satisfait la deuxième condition (une pression de saturation à température inférieure pas trop basse), et donc l'eau convient bien pour partie inférieure du cycle mais pas pour sa partie supérieure.

Puisque, actuellement on ne connaît pas de fluide satisfaisant les deux conditions en même temps. Une possibilité est d'utiliser, en parallèle, un deuxième fluide satisfaisant la première condition, et donc l'utilisation de deux cycles appelé aussi cycle binaire avec deux fluides moteurs. Un fluide satisfaisant la première condition est le mercure 'Hg' qui a une basse pression de saturation aux températures élevées $P_{sat} = 1420 \text{ KPa}$ à 550 °C et de grande valeur des constantes critiques $T_{cr} = 1490 \text{ °C}$ et $P_{cr} = 151 \text{ MPa}$, ce qui permet de l'utiliser dans la partie supérieure. Ceci permet pour le cycle binaire d'utiliser deux fluides moteurs (eau et mercure) chacun opérant dans la partie du diagramme T-S où il présente les plus grands avantages. Ceci permet d'augmenter le rendement thermique et donc le rendement de l'installation ainsi que sa puissance totale qui sera égale à la somme des puissances produite par les deux cycles (les deux turbines : à mercure et à eau). Un tel cycle binaire et son installation sont représentés sur la figure IV-8.

Les deux installations opérant en parallèle ne diffèrent pratiquement pas des installations de base présentées préalablement avec la particularité d'avoir un élément en commun à savoir le condenseur du cycle à mercure sert en même temps comme générateur de

vapeur d'eau pour le cycle à eau. En effet, le mercure sort de la turbine à mercure aux environs de 250°C et se condense dans l'échangeur commun (condenseur-générateur de vapeur 'CGV'), cédant ainsi une quantité de chaleur ' Q_{b-c} ' à l'eau ' Q_{4-6} ' pour la transformer en vapeur saturée.

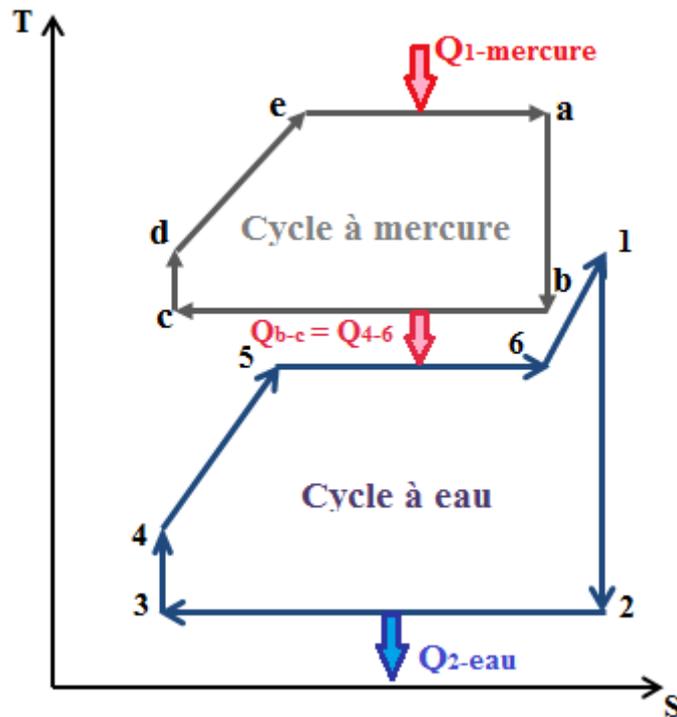
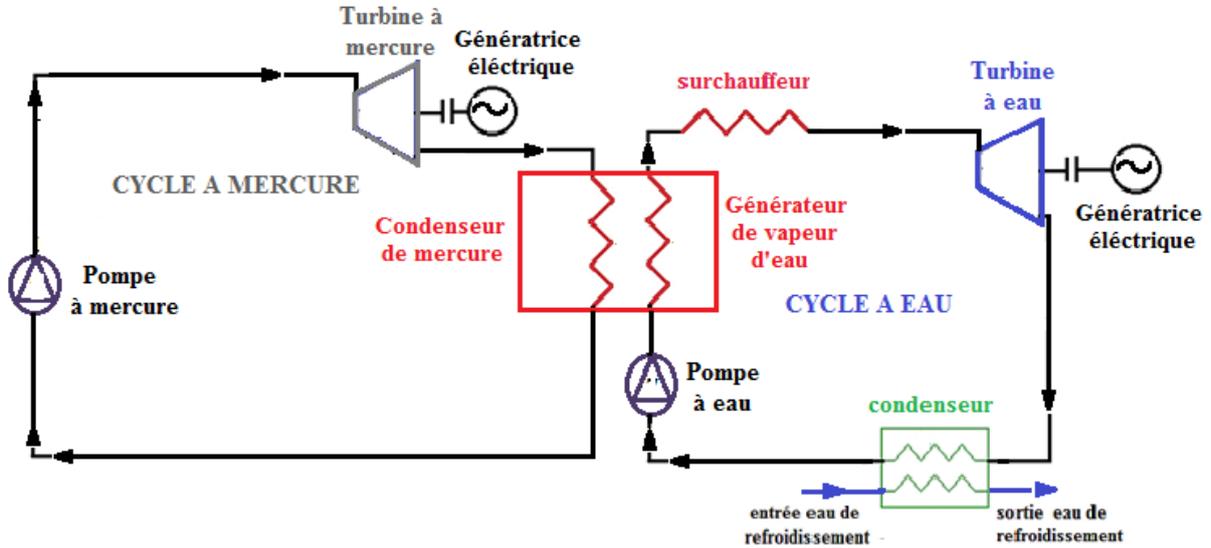


Figure IV-8. Installation et diagramme T-S d'un cycle binaire

Le bilan énergétique du condenseur-générateur de vapeur 'CGV' permet de déterminer la masse de mercure ' m_{Hg} ' nécessaire pour l'évaporation d'1 Kg d'eau, et en prenant compte

du rendement du CGV ' η_{CGV} ' et de la chaleur latente de condensation (de vaporisation) du mercure ' q_{vap-Hg} ' et de son titre de vapeur à l'entrée du condenseur ' X_{b-Hg} ', on peut écrire,

$$m_{Hg} \times X_{b-Hg} \times q_{vap-Hg} \times \eta_{CGV} = m_{eau} \times (h_6^{eau} - h_4^{eau}) = (H_6^{eau} - H_4^{eau}) \quad (IV-84)$$

ce qui donne,

$$m_{Hg} = m_{eau} \times (h_6^{eau} - h_4^{eau}) / (X_{b-Hg} \times q_{vap-Hg} \times \eta_{CGV}) \quad (IV-85)$$

$$= (H_6^{eau} - H_4^{eau}) / (X_{b-Hg} \times q_{vap-Hg} \times \eta_{CGV}) \quad (IV-86)$$

Le rendement thermique de ce cycle binaire eau-Hg, en notant que la consommation de combustible dans le cycle à eau se fait uniquement lors de la transformation de surchauffe de la vapeur saturée (6-1), sera,

$$\eta_{th}^{bin} = \frac{m_{eau} \times [|w_{turb-eau}| - |w_{pompe-eau}|] + m_{Hg} \times [|w_{turb-Hg}| - |w_{pompe-Hg}|]}{m_{Hg} \times q_1^{Hg} + m_{eau} \times q_1^{eau}} \quad (IV-87)$$

ou,

$$\eta_{th}^{bin} = \frac{m_{eau} \times [|h_2^{eau} - h_1^{eau}| - |h_4^{eau} - h_3^{eau}|] + m_{Hg} \times [|h_b^{Hg} - h_a^{Hg}| - |h_d^{Hg} - h_c^{Hg}|]}{m_{Hg} \times (h_a^{Hg} - h_d^{Hg}) + m_{eau} \times (h_1^{eau} - h_6^{eau})} \quad (IV-88)$$

En négligeant le travail des deux pompes, le rendement thermique (équation IV-88) se réduit à,

$$\eta_{th}^{bin} = \frac{m_{eau} \times (h_1^{eau} - h_2^{eau}) + m_{Hg} \times (h_a^{Hg} - h_b^{Hg})}{m_{Hg} \times (h_a^{Hg} - h_d^{Hg}) + m_{eau} \times (h_1^{eau} - h_6^{eau})} \quad (IV-89)$$

IV-4-2- CYCLE COMBINE GAZ-VAPEUR

Un autre moyen d'augmenter le rendement de l'installation ainsi que sa puissance est de combiner une turbine à gaz avec une turbine à vapeur dans la même installation. Ceci permet aussi de moduler et d'adapter la puissance produite par l'installation à la demande et la consommation. La puissance totale sera égale à la somme des puissances produites par les deux turbines. L'installation devient plus couteuse et plus complexe et nécessitera plus maintenance. Le schéma d'une installation et son cycle combiné sont représentés sur la figure IV-9.

Les deux cycles utilisent alors un élément commun appelé récupérateur-générateur de vapeur ‘REC-GV’, qui sert à produire de la vapeur d’eau à partir de la chaleur des gaz encore chauds sortant de la turbine à gaz avant leur évacuation vers l’atmosphère.

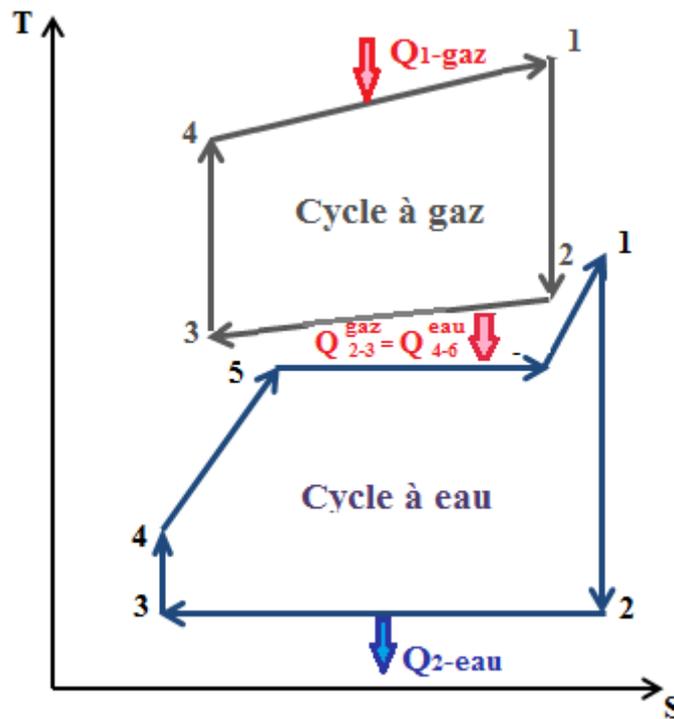
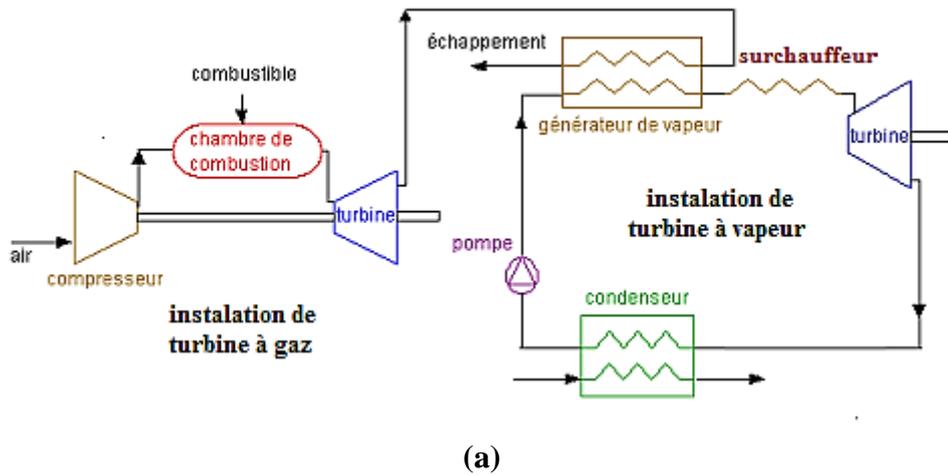


Figure IV-9. Installation (a) et diagramme T-S (b) d’un cycle combiné (gaz-vapeur)

Le bilan énergétique du récupérateur-générateur de vapeur ‘REC-GV’ permet de déterminer la masse des gaz chauds sortant de la turbine à gaz ‘ m_{gaz} ’ et leur enthalpie ‘ h_{gaz} ’

nécessaires pour l'évaporation d'une masse d'eau 'm_{eau}', et en prenant compte du rendement du REC-GV 'η_{RGV}' on peut écrire,

$$m_{\text{gaz}} \times (h_4^{\text{gaz}} - h_1^{\text{gaz}}) \times \eta_{\text{CGV}} = m_{\text{eau}} \times (h_6^{\text{eau}} - h_4^{\text{eau}}) \quad (\text{IV-90})$$

$$(H_4^{\text{gaz}} - H_1^{\text{gaz}}) \times \eta_{\text{CGV}} = (H_6^{\text{eau}} - H_4^{\text{eau}}) \quad (\text{IV-91})$$

Le rendement thermique de ce cycle combiné gaz-vapeur, en notant que la consommation de combustible pour le cycle à eau se fait seulement pour la transformation de surchauffe de la vapeur saturée (6-1), est,

$$\eta_{\text{th}}^{\text{comb}} = \frac{m_{\text{eau}} \times [|w_{\text{turb-eau}}| - |w_{\text{pompe-eau}}|] + m_{\text{gaz}} \times [|w_{\text{turb-gaz}}| - |w_{\text{pompe-gaz}}|]}{m_{\text{gaz}} \times q_1^{\text{gaz}} + m_{\text{eau}} \times q_1^{\text{eau}}} \quad (\text{IV-92})$$

ou,

$$\eta_{\text{th}}^{\text{bin}} = \frac{m_{\text{eau}} \times [|h_2^{\text{eau}} - h_1^{\text{eau}}| - |h_4^{\text{eau}} - h_3^{\text{eau}}|] + m_{\text{gaz}} \times [|h_3^{\text{gaz}} - h_4^{\text{gaz}}| - |h_2^{\text{gaz}} - h_1^{\text{gaz}}|]}{m_{\text{gaz}} \times (h_3^{\text{gaz}} - h_2^{\text{gaz}}) + m_{\text{eau}} \times (h_1^{\text{eau}} - h_6^{\text{eau}})} \quad (\text{IV-93})$$

En négligeant le travail des deux pompes, le rendement thermique (équation IV-93) se réduit à,

$$\eta_{\text{th}}^{\text{bin}} = \frac{m_{\text{eau}} \times (h_1^{\text{eau}} - h_2^{\text{eau}}) + m_{\text{gaz}} \times (h_3^{\text{gaz}} - h_4^{\text{gaz}})}{m_{\text{gaz}} \times (h_3^{\text{gaz}} - h_2^{\text{gaz}}) + m_{\text{eau}} \times (h_1^{\text{eau}} - h_6^{\text{eau}})} \quad (\text{IV-94})$$

IV-5. INSTALLATIONS DE COGENERATION OU THERMIFICATION

Dans les cycles étudiés ci-dessus, une certaine quantité de chaleur est perdue à la source froide (condenseur ou tour de refroidissement). On peut récupérer une partie de cette quantité de chaleur de condensation de la vapeur humide sortant de la turbine ou toute cette quantité, en utilisant la cogénération ou la thermification; la chaleur récupérée ainsi pourrait être utilisée soit pour le chauffage ou le lavage industriel soit pour chauffer l'eau de distribution (eau d'utilisation sanitaire ou industrielle).

On peut éventuellement utiliser un soutirage, directement d'un étage intermédiaire de la turbine, de vapeur à plus haute pression et température pour d'autres utilisations nécessitant une telle vapeur.

Les schémas généraux simplifiés de quatre différentes configurations éventuelles d'installations de cogénération ou de thermification principales sont représentés sur la figure IV-10.

Le calcul énergétique de ces installations est similaire à ceux des installations de production de l'électricité seulement, établi précédemment.

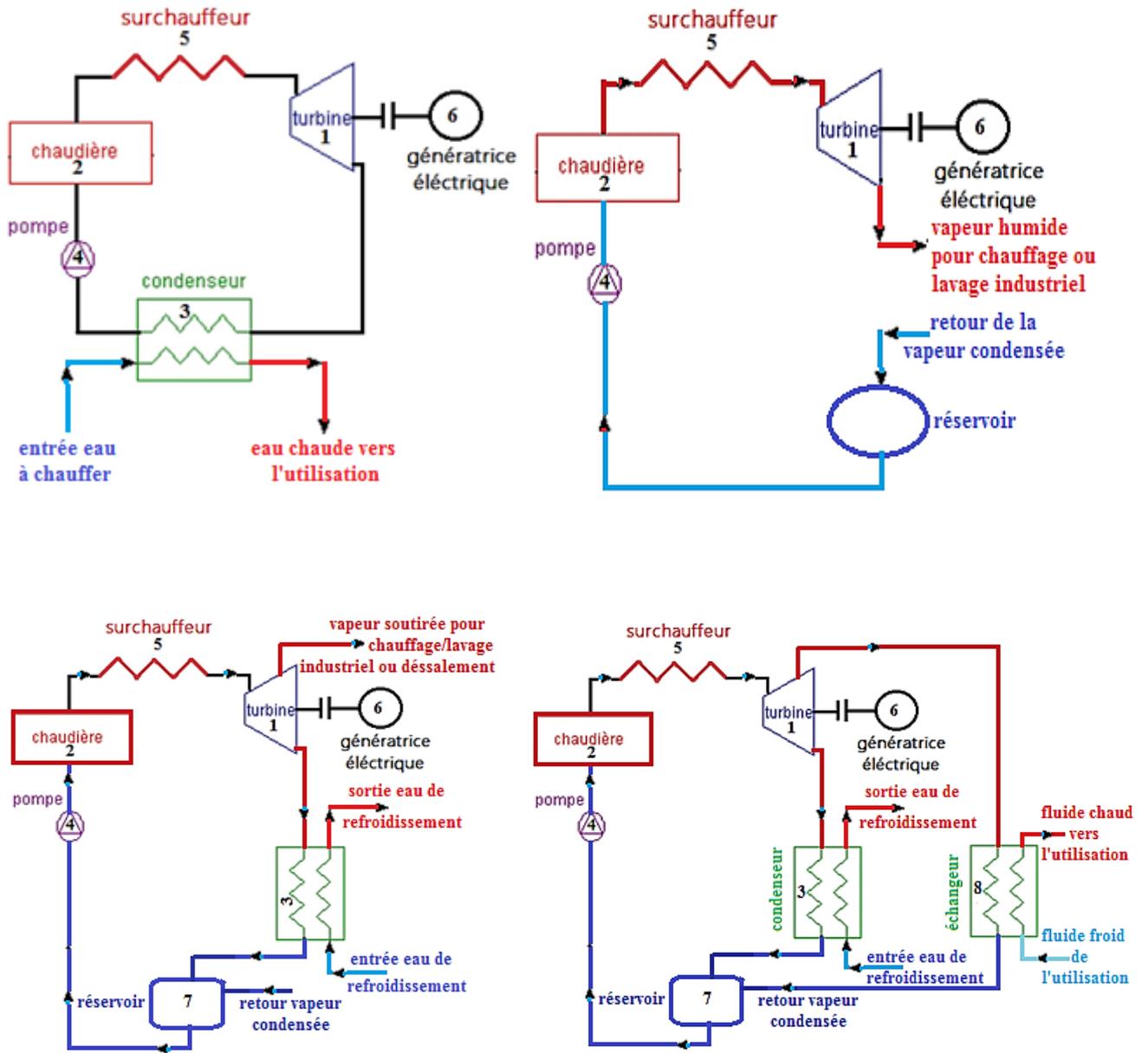


Figure IV-10. Différentes installations de cogénération ou de thermification

IV – 6. CYCLES SUPERCRITIQUES

Dans les cycles étudiés précédemment la température et la pression de la vapeur à l'entrée de la turbine sont limitées respectivement aux environs de 550 °C et 165 bars limitant ainsi le rendement thermique du cycle aux environs de 40%. Cette limitation est due principalement à la résistance mécanique et thermique des matériaux utilisés notamment pour les tubes de la chaudière.

Pour obtenir un rendement thermique du cycle appréciablement supérieur à 40%, il est nécessaire d'augmenter la température et la pression de la vapeur à l'entrée de la turbine. Actuellement, vue les progrès technologiques, dans les installations à vapeur fonctionnant suivant des cycles supercritiques la température est de l'ordre de 600 °C et la pression de l'ordre de 250 à 325 bars à l'entrée de la turbine. Pour 600°C et 225 bars, l'épaisseur minimal de la tuyauterie résistante à ces conditions à diminué de 250 mm, pour l'acier P22 avec 2,25% de Cr, à 93 mm pour l'acier P91 avec 9% de Cr, et à 68 mm pour l'acier HCM12A avec 12% de Cr.

Des études aux USA envisagent une température de 700 °C et une pression de 415 bars à l'entrée de la turbine. Ceci permet une augmentation de 6 à 10% pour un surcout de l'investissement de l'ordre de 3 à 5%.

IV – 7. EXERCICES RESOLUS

IV-7-1 EXERCICE 1:

Une installation de turbine à vapeur fonctionne suivant un cycle de Rankine à surchauffe (cycle de Hirn) réversible 1-2-3-4-5 entre les pressions inférieure $P_1 = 0,05$ kgf/cm² et supérieure $P_2 = 20$ kgf /cm². (Le point 1 représente le début de la compression). La température de l'environnement $T_0 = 290$ K et celle des sources chaudes est $T_K = 1500$ K (la même pour tous les apports de chaleur au fluide moteur).

7- Déterminer le bilan et le rendement énergétiques

8- Déterminer le bilan et le rendement exégétiques

SOLUTION

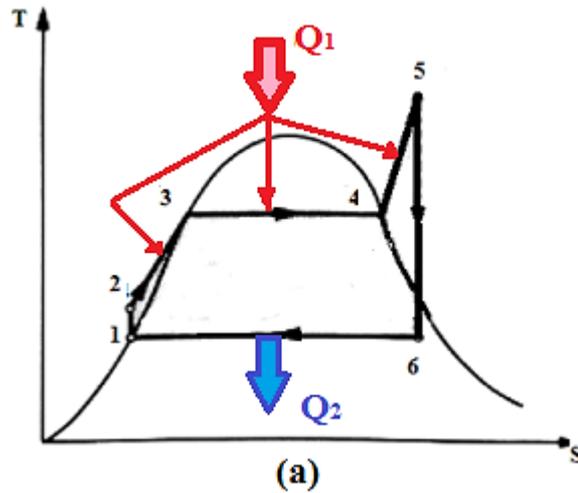


Figure IV-7-1. Cycle de Rankine à surchauffe (cycle de Hirn) sur le diagramme T-S

Il est préférable de présenter la solution sous forme d'une feuille de calcul EXCELL qui permettra d'établir les bilans énergétique et exégétique pour n'importe quel cycle de Rankine (n'importe quelles données) en adoptant la numérotation représentée sur le diagramme T-S de la figure IV-7-1 et avec les formules suivantes :

$$\begin{aligned}
 h_2 &= h_1 + w_p = h_1 + v \times (P_2 - P_1) \quad (\text{en considérant } v=(v_1 + v_2)/2 \approx v_1) \\
 &= 136,364 + 0,001 \times (20 - 0,05) \times 10^5 \times 10^{-3} \\
 &= \mathbf{138,359 \text{ KJ/Kg}}
 \end{aligned}$$

$$X_6 = \frac{s_6 - s_{6\text{-liq}}}{s_{6\text{-vap}} - s_{6\text{-liq}}} = \frac{h_6 - h_{6\text{-liq}}}{h_{6\text{-vap}} - h_{6\text{-liq}}}$$

$$s_6 = s_5 = 7,12 \text{ KJ/KG} \cdot \text{K}$$

$$X_6 = \frac{7,12 - 0,4714}{8,4008 - 0,4714} = \mathbf{0,839}$$

$$\begin{aligned}
 h_6 &= h_{6\text{-liq}} + X_6 \times (h_{6\text{-vap}} - h_{6\text{-liq}}) \\
 &= 136,364 + 0,839 \times (2560,220 - 136,364) \\
 &= \mathbf{2169,99 \text{ KJ/KG}}
 \end{aligned}$$

$$\Delta h = h_s - h_e$$

$$\Delta S = S_s - S_e$$

$$x_h = h + T_0 \cdot s$$

$$\Delta X_h = \Delta h + T_0 \cdot \Delta s$$

$$X_{q_k} = \Theta_k \times q_k = (1 - T_0 / T_k) \times q_k$$

$$\Delta X_{hi} = T_0 \Delta s = \Delta h - \Delta X_h$$

En fonction de la transformation considérée (travail ou chaleur échangé)

$$w_{s-e} = \Delta h = h_s - h_e$$

ou

$$q_k = q_{s-e} = \Delta h = h_s - h_e$$

‘e’ = entrée ou initial

‘s’ = sortie ou final

CYCLE DE RANKINE A SURCHAUFFE (HIRN)				POINT	ETAT	P (Kgf/cm2)	T(K)	h (KJ/K)	s (KJ/KG .K)	Xh (KJ/KG)				
Xh = h - To.S				1	liquide saturé	0,05		136,364	0,4714	-0,342				
Xqk =(1-To/Tk)qk				2	liquide	20		138,359	0,4714	1,653				
ΔXh = Δh - To.Δs				3	liquide saturé	20		903,93	2,4376	197,026				
ΔXhi = To.S = Δh - ΔXh				4	vapeur saturée	20		2798,876	6,3476	958,072				
Psup = P1= 0,05 (Kgf/cm2)				5	vapeur surchauffée	20		3239,92	7,12	1175,120				
Pinf = P2= 20 (Kgf/cm2)				6	vapeur humide	0,05		2169,979	7,12	105,179				
To = 290 K														
Tk = 1500 K														
						BILAN ENERGETIQUE				BILAN EXERGETIQUE				
ELEMENT	TRANSFORMATION	he	hs	Se	Ss	Tk	Δhs-e	ΔSs-e	w	qk	Xqk	ΔXh	ΔXhi	
	Unité-->	KJ/KG	KJ/KG	KJ/KG	KJ/KG.K	K	KJ/KG	KJ/KG	KJ/KG	KJ/KG	KJ/KG	KJ/KG	KJ/KG	
Pompe	1--2	136,364	138,359	0,4714	0,4714		1,995	0	1,995	0	0	1,995	0	
Economiseur	2--3	138,359	903,930	0,4714	2,4376	1500	765,571	1,9662	0	765,571	617,561	195,373	570,198	
Evaporateur	3--4	903,93	2798,876	2,4376	6,3476	1500	1894,946	3,91	0	1894,95	1528,59	761,046	1133,9	
Surchauffeur	4--5	2798,88	3239,920	6,3476	7,12	1500	441,044	0,7724	0	441,044	355,775	217,048	223,996	
Turbine	5--6	3239,92	2169,979	7,12	7,12		-1069,941	0	-1069,9	0	0	-1069,94	0	
Condenseur	6--1	2169,98	136,364	7,12	0,4714		-2033,615	-6,6486	0	-2033,62	0	-105,521	-1928,094	
CYCLE							0	0	-1067,9	1067,95	2501,93	0,00	0	
							Σqk+ =	3101,56	KJ/KG		ΣXqk+ =	2501,93	KJ/KG	
							Rendement énergétique				Rendement exergetique			
							ηen = w cycle / Σqk+				ηex = w cycle / ΣXqk+			
							= 0,344				= 0,427			

IV-7-2 EXERCICE 2:

Une installation de turbine à vapeur fonctionne suivant un cycle de Rankine à surchauffe à $T_1=500\text{ }^\circ\text{C}$ et avec 2 soutirages entre les pressions à l'entrée et à la sortie de la turbine $P_1= 60\text{ kgf/cm}^2$ (ou de la chaudière) et $P_4= 0,03\text{ kgf/cm}^2$ (ou du condenseur).

Point 1:

$$P_1 = 60 \text{ Kgf/cm}^2 ; T_1 = 500 \text{ }^\circ\text{C} ; h_1 = 816,9 \text{ Kcal/Kg} ;$$

$$s_1 = 1,6444 \text{ Kcal/Kg.K}$$

Point 2:

$$P_2 = 16 \text{ Kgf/cm}^2 ; s_2 = s_1 = 1,6444 \text{ Kcal/Kg.K} ; T_2 = 300 \text{ }^\circ\text{C} ; h_2 = 724$$

$$\text{Kcal/Kg}$$

$$\text{pour } s = 1,6449 \text{ Kcal/Kg.K}$$

Point 3 vapeur saturée:

$$s_3 = s_1 = 1,6444 \text{ Kcal/Kg.K} ; P_3 = 4,1 \text{ Kgf/cm}^2 ; T_3 = 143,81 \text{ }^\circ\text{C} ;$$

$$h_3 = 653,7 \text{ Kcal/Kg pour } s = 1,6454 \text{ Kcal/Kg.K}$$

Point 4:

$$P_4 = 0,03 \text{ Kgf/cm}^2 ; T_4 = 23,77 \text{ }^\circ\text{C} ; s_4 = s_1 = 1,6444 \text{ Kcal/Kg.K Kcal/Kg.K}$$

Puisque $s_4 = 1,6444 \text{ Kcal/Kg.K} < s_{4\text{vap}} = 2,0499 \text{ Kcal/Kg.K}$ le point 4 se trouve à l'intérieur de la courbe de saturation (vapeur humide) et donc il faut calculer son titre de vapeur X_4 pour calculer son enthalpie :

$$X_4 = \frac{s_4 - s_{4\text{-liq}}}{s_{4\text{-vap}} - s_{4\text{-liq}}} = \frac{h_4 - h_{4\text{-liq}}}{h_{4\text{-vap}} - h_{4\text{-liq}}}$$

$$X_4 = \frac{1,6444 - 0,0836}{2,0499 - 0,0836} = 0,794$$

$$\begin{aligned} h_4 &= h_{4\text{-liq}} + X_4 \times (h_{4\text{-vap}} - h_{4\text{-liq}}) \\ &= 23,79 + 0,839 \times (607,7 - 23,79) \\ &= 487,28 \text{ Kcal/KG} \end{aligned}$$

Point 5 liquide saturé:

$$P_5 = P_4 = 0,03 \text{ Kgf/cm}^2 ; T_5 = 23,77 \text{ }^\circ\text{C} ; h_5 = 23,79 \text{ Kcal/Kg} ;$$

$$s_5 = 0,083 \text{ Kcal/Kg.K}$$

Point 6:

$$P_6 = P_7 = P_3 = 4,1 \text{ Kgf/cm}^2 ; s_6 = s_5 = 0,083 \text{ Kcal/Kg.K} ;$$

$$v_{5\text{-liq}} = 0,001 \text{ Kg/m}^3$$

$$T_6 \approx 23,8 \text{ }^\circ\text{C} ;$$

h_6 est calculé à partir du travail de la première pompe :

$$w_{p1} = (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (h_6 - h_5) \approx (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times v_{5\text{-liq}} \times (P_6 - P_5)$$

$$\begin{aligned} h_6 &= h_5 + v_{5\text{-liq}} \times (P_6 - P_5) = 23,79 + 0,001 \times [(4,1 - 0,03)/4,18] \times 10^5 \times 10^{-3} \\ &= 23,89 \text{ Kcal/Kg} \end{aligned}$$

Point 7 liquide saturé:

Les données considèrent que l'eau sort de RC2 à l'état de liquide saturé :

$$P_7 = P_3 = 4,1 \text{ Kgf/cm}^2 ; T_7 = T_3 = 143,81^\circ\text{C} ; h_7 = 144,5 \text{ Kcal/Kg} ;$$

$$s_7 = 0,4243 \text{ Kcal/Kg.K}$$

Point 8:

$$P_8 = P_9 = P_{10} = P_1 = 60 \text{ Kgf/cm}^2 ; s_8 = s_7 = 0,4243 \text{ Kcal/Kg.K} ;$$

$$v_{7\text{-liq}} = 0,001 \text{ Kg/m}^3 ; T_8 \approx 144,13^\circ\text{C}$$

h_8 est calculé à partir du travail de la deuxième pompe :

$$w_{p2} = (h_8 - h_7) \approx v_{7\text{-liq}} \times (P_8 - P_7)$$

$$h_8 = h_7 + v_{7\text{-liq}} \times (P_8 - P_7) = 144,5 + 0,001 \times [(60 - 4,1)/4,18] \times 10^5 \times 10^{-3}$$

$$= 145,84 \text{ Kcal/Kg} ;$$

Point 9 liquide saturé:

$$P_9 = 60 \text{ Kgf/cm}^2 ; T_9 = 200^\circ\text{C} ; h_9 = 203,9 \text{ Kcal/Kg} ;$$

$$s_9 = 0,5572 \text{ Kcal/Kg.K}$$

Point 10 liquide saturé:

$$P_{10} = 60 \text{ Kgf/cm}^2 ; T_{10} = 274,29^\circ\text{C} ; h_{10} = 288,4 \text{ Kcal/Kg} ;$$

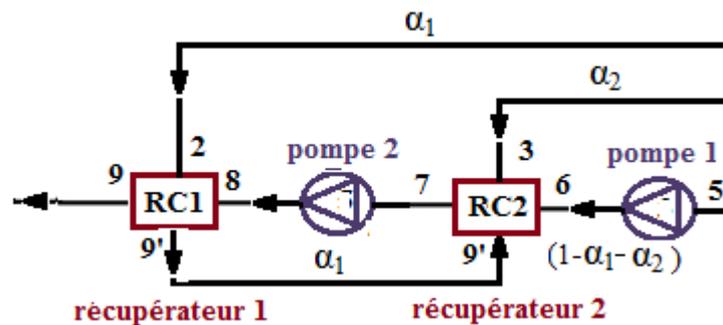
$$s_{10} = 0,7136 \text{ Kcal/Kg.K}$$

Point 11 vapeur saturée:

$$P_{11} = 60 \text{ Kgf/cm}^2 ; T_{11} = 274,29^\circ\text{C} ; h_{11} = 665 \text{ Kcal/Kg} ;$$

$$s_{11} = 1,4078 \text{ Kcal/Kg.K}$$

- b- Les fractions de vapeur α_1 et α_2 sont déterminées à partir des équations des bilans énergétique de 'RC1' et 'RC2':



▪ **Pour RC1**

$$(h_9 - h_8) = \alpha_1 \times (h_2 - h_9)$$

Avec $h_9 = h_9$

$$\alpha_1 = (h_9 - h_8) / (h_2 - h_9) = \mathbf{0,111}$$

▪ **Pour RC2**

$$\alpha_1 \times h_9 + \alpha_2 \times h_3 + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times h_6 = h_7$$

ce qui donne

$$\alpha_2 = \frac{(h_7 - h_6) - \alpha_1 \times (h_9 - h_6)}{h_3 - h_6} = \mathbf{0,16}$$

2-

a- Le travail de la turbine est:

$$\begin{aligned} w_{\text{turb}} &= (h_2 - h_1) + (1 - \alpha_1) \times (h_3 - h_2) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2) \times (h_4 - h_3) \\ &= \mathbf{- 276,72 \text{ Kcal/Kg}} \end{aligned}$$

b- La quantité totale de chaleur fournie au fluide moteur dans le générateur à vapeur et le surchauffeur

$$q_1 = h_1 - h_9 = 816,9 - 203,9 = \mathbf{613 \text{ Kcal/Kg}}$$

c- Le rendement thermique du cycle théorique (réversible) est :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{|(w_{\text{cycle}})|}{q_1} = \frac{|(w_{\text{turb}})| - |(w_{\text{pompes}})|}{q_1}$$

en négligeant le travail des pompes ($w_{\text{pompes}} = 0$)

$$\eta_{\text{th}} = \frac{|(w_{\text{turb}})|}{q_1} = 276,72 / 613 = \mathbf{0,451}$$

d- La puissance totale réelle produite par la turbine est :

$$\mathcal{P}_u^{\text{turb}} = D_{\text{vap}} \times |w_{\text{turb}}| = 50 \times 276,72 \times 4,18 = \mathbf{57800 \text{ KW} = 57,8 \text{ MW}}$$

IV – 8. EXERCICES NON RESOLUS AVEC REPONSES

IV-8-1 EXERCICE 1

Une turbine à vapeur d'eau fonctionne entre les pressions de la chaudière $P_1 = 50 \text{ bar}$ et du condenseur $P_2 = 0,04 \text{ bar}$ (ou du condenseur).

Calculer :

- 1- le rendement thermique
 - 2- le rapport r_w entre le travail du cycle et celui de la turbine
 - 3- la consommation spécifique de la vapeur
- A- pour un cycle de Carnot
 B- pour un cycle de Rankine réversible (théorique) avec de la vapeur saturée (sèche) à l'entrée de la turbine
 C- pour un cycle de Rankine irréversible (réel) avec de la vapeur saturée (sèche) à l'entrée de la turbine si le rendement interne de la turbine (rendement isentropique de la détente) est de 0,8

REPONSES :

A- Cycle de Carnot

- 1- $\eta_{th} = 0,438$
- 2- $r_w = 0,721$
- 3- $CSV = 5,01 \text{ Kg/KW.h}$

B- Cycle de Rankine réversible

- 1- $\eta_{th} = 0,372$
- 2- $r_w = 0,995$
- 3- $CSV = 3,63 \text{ Kg/KW.h}$

C- Cycle de Rankine irréversible

- 1- $\eta_{th} = 0,297$
- 2- $r_w = 0,994$
- 3- $CSV = 4,54 \text{ Kg/KW.h}$

IV-8-2 EXERCICE 2

Une installation de turbine à vapeur d'eau fonctionne suivant un cycle de Rankine avec 1 soutirage entre les pressions à l'entrée et à la sortie de la turbine $P_1 = 50 \text{ kgf/cm}^2$ (ou de la chaudière) et $P_4 = 0,04 \text{ kgf/cm}^2$ (ou du condenseur).

Une fraction de vapeur α est soutirée à $P_2 = 10 \text{ kgf/cm}^2$ et est envoyé dans un récupérateur (réchauffeur) à mélange 'RC'. L'eau sort du récupérateur à l'état de liquide saturé à la pression correspondante.

Calculer :

- 1- La fraction de vapeur soutirée α
- 2- la quantité totale de chaleur fournie au fluide moteur dans le générateur à vapeur
- 3- le travail de la turbine
- 4- le travail des deux pompes
- 5- le travail du cycle
- 6- le rendement thermique
- 7- le rendement thermique en négligeant le travail de compression
- 8- la consommation spécifique de la vapeur

REPONSES :

- 1- $\alpha = 0,29$
- 2- $q_1 = 486,1 \text{ Kcal/Kg}$
- 3- $w_{turb} = - 203,53 \text{ Kcal/Kg}$
- 4- $w_{pompe1} = 0,707 \text{ Kcal/Kg}$; $w_{pompe2} = 4 \text{ Kcal/Kg}$; $\sum w_{pompe} = 4,707 \text{ Kcal/Kg}$
- 5- $w_{cycle} = - 198,82 \text{ Kcal/Kg}$; $w_{cycle} = w_{turb} = - 203,53 \text{ Kcal/Kg}$ si $\sum w_{pompe}$ est négligée
- 6- $\eta_{th} = 0,409$

- 7- $\eta_{th} = 0,419$ si $\sum w_{pompe}$ est négligé
 8- CSV = 4,33 Kg/KW.h ;
 CSV = 4,23 Kg/KW.h si $\sum w_{pompe}$ est négligé

IV-8-3 EXERCICE 3:

Une turbine à vapeur, dont le rendement interne est de 0,9, fonctionne suivant un cycle de Rankine à surchauffe à $T_1=500$ °C et à la pression à l'entrée de la turbine $P_1= 80$ kgf/cm². La température de la vapeur humide sortant de la turbine (entrant dans le condenseur) est de $T_2= 30$ °C.

Calculer :

- 6- Le titre de vapeur sortant de la turbine
- 7- Le rendement thermique du cycle réversible (théorique)
- 8- Le rendement thermique du cycle réversible (théorique) si le travail de la pompe est négligé
- 9- La puissance théorique (détente réversible) produite par la turbine si le débit de la vapeur est de 60 Kg/s
- 10- La puissance effective (réelle pour la détente irréversible) produite par la turbine

REPONSES :

- 1- $X_2 = 0,785$;
- 2- $\eta_{th-theo} = 0,4153$
- 3- $\eta_{th-theo} = 0,4167$ si w_{pompe} est négligé
- 4- $(P_u^{turb})_{theo} = 81,64$ MW
- 5- $(P_u^{turb})_{eff} = 73,48$ MW

IV-8-4 EXERCICE 4:

La vapeur subit un cycle de Rankine à resurchauffe. Elle entre dans le premiers corps de turbine à $T_1=500$ °C et $P_1= 50$ bar ou elle subit une première détente adiabatique réversible jusqu'à l'état de vapeur saturée sèche. Elle est ensuite resurchauffée à pression constante jusqu'à $T_3= 400$ °C puis elle subit la détente finale (deuxième) adiabatique réversible jusqu'à $P_4= 0,04$ bar dans le deuxième corps de turbine.

Calculer :

- 1- Le titre de vapeur à la sortie du deuxième corps de la turbine
- 2- Le travail du cycle en négligeant celui de la pompe
- 3- La quantité totale de chaleur fournie au fluide moteur dans le générateur à vapeur, le surchauffeur et le resurchauffeur
- 4- Le rendement thermique du cycle réversible (théorique) en négligeant le travail de la pompe
- 5- La consommation spécifique de la vapeur

REPONSES :

1- $X_4 = 0,29$

2- $w_{\text{cycle}} = - 1416 \text{ KJ/Kg}$

3- $q_1 = 3569,6 \text{ KJ/Kg}$

4- $\eta_{\text{th-theo}} = 0,397$

5- $\text{CSV} = 2,54 \text{ Kg/KW.h}$

CHAPITRE V

INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES ET DU FROID INDUSTRIEL ET POMPE A CHALEUR

V-1 INTRODUCTION

A l'inverse des installations motrices (MCI, TAG et TAV), étudiées dans les chapitres précédents et où leur but est de produire un travail mécanique net (utile ou du cycle) par apport d'une quantité de chaleur au fluide moteur, les installations frigorifiques ou de production de froid pour l'usage domestique ou industriel (appelée aussi frigo-pompes et qui sont des installations réceptrices) ont pour but de refroidir une enceinte (ou volume) et les produits s'y trouvant à une température inférieure à la température ambiante et de les maintenir à cette température (généralement inférieure à 6°C environ et peut même être négative de l'ordre de -20 à -30°C pour la congélation et la surgélation) et ceci par apport d'un travail mécanique de compression fournie à l'installation (au fluide frigorigène) afin de transférer de la chaleur de l'enceinte et des produits à refroidir et de la rejeter vers le milieu extérieur.

Ce transfert de chaleur se fait donc inversement de la source froide (enceinte et produits à refroidir) vers la source chaude (milieu extérieur) :

- ◆ en premier lieu par évaporation du fluide frigorigène (qui doit avoir une température d'évaporation inférieure dans l'enceinte et des produits à refroidir) lors de son passage dans l'enceinte appelé également 'l'évaporateur'
- ◆ puis en deuxième lieu par sa condensation dans le condenseur.

La valeur absolue du travail net réel du cycle inverse (frigorifique ou récepteur) est supérieure à celle du cycle direct (moteur) :

$$|(W_{\text{cycle-réel}})^{\text{frig}}| = |Q_1^{\text{frig}}| - |Q_2^{\text{frig}}| > |(W_{\text{cycle-réel}})^{\text{mot}}| = |Q_1^{\text{mot}}| - |Q_2^{\text{mot}}| \quad (\text{V-1a})$$

Avec

Q_1^{frig} = quantité de chaleur cédée par le fluide frigorigène à la source chaude

Q_2^{frig} = quantité de chaleur cédée par la source froide au fluide frigorigène

Q_1^{mot} = quantité de chaleur cédée par la source chaude au fluide moteur

Q_2^{mot} = quantité de chaleur cédée par le fluide moteur à la source froide

V-2 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Le principe de fonctionnement installations frigorifiques ou de production de froid est globalement et pratiquement semblable à celui des installations motrices avec la principale particularité du parcours du cycle par le fluide frigorigène dans le sens inverse de celui du fluide moteur dans un cycle moteur. Et comme indiqué dans la section précédente le but des installations frigorifiques est l'inverse de celui des installations motrices, c'est-à-dire un transfert de chaleur et non la production de travail.

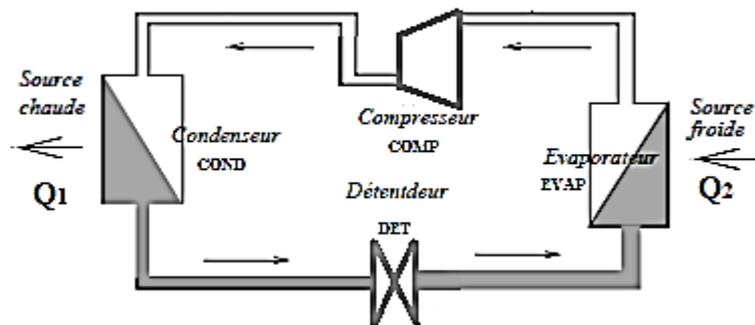


Figure V-2-1 Schéma simplifié d'une installation frigorifique

Le schéma de base simplifié d'une installation frigorifique est représenté sur la figure V-2-1. Cette installation est constituée principalement :

- ◆ d'un évaporateur 'EVAP': (enceinte à refroidir et à garder à la température de refroidissement) : dans lequel la quantité de chaleur Q_2 est soutirée de l'enceinte et des produits à refroidir (source froide) par le fluide frigorigène, à basse température, qui s'évapore.
- ◆ d'un compresseur 'COMP': où le fluide frigorigène est comprimé à une pression supérieure telle que sa température de condensation T_{cond} ou de saturation T_{sat} soit supérieure d'environ $20\text{ }^\circ\text{C}$ à la température ambiante T_a pour permettre au fluide frigorigène de rejeter de la chaleur au milieu extérieur (l'air ambiant). Cette compression, supposée adiabatique, est assurée par un travail mécanique fournit généralement par un moteur électrique.
- ◆ d'un condenseur 'COND': qui est un échangeur de chaleur dans lequel le fluide frigorigène à l'état de vapeur est liquéfié (condensé) en cédant de la chaleur au milieu extérieur (l'air ambiant).

♦ d'un détendeur 'DET': dans lequel le fluide frigorigène est détendu jusqu'à la basse pression de l'évaporateur et de façon isenthalpique et donc sans production de travail appelée 'laminage', et puis dirigé dans l'évaporateur. Le cycle est ainsi clôturé et recommence de nouveau.

V-3 LES FLUIDES FRIGORIGENES

V-3 -1 FLUIDES FRIGORIGENES ACTUELS

Parmi les fluides frigorigènes actuellement utilisées on distingue :

- ♦ L'air utilisé dans les cycles à compression de gaz
- ♦ Le dioxyde de carbone ou l'anhydride 'CO₂' qui à une pression de saturation de 5700 KPa pour T= 20 °C et de 1430 KPa pour T= -30 °C. Sa pression supérieure de saturation étant considérablement grande entraîne des problèmes et complications pour l'installation frigorifique.
- ♦ L'ammoniac 'NH₃' est l'un des meilleurs fluides frigorigènes avec une pression de saturation à l'état de vapeur beaucoup moins grande que celle de CO soit 857 KPa à T= 20 °C et 98 KPa pour T= -34 °C. En conséquence, vu que la pression de saturation n'est pas grande et que la chaleur latente d'évaporation est très grande ($q_{\text{evap}} \approx 1300 \text{ KJ/Kg}$ à T= 30 °C) l'ammoniac est parmi les fluides frigorigènes les plus utilisés. Cependant, il présente les inconvénients d'être toxique et d'attaquer les matériaux utilisés, et donc il n'est pas utilisé dans les installations frigorifiques domestiques (ménagères).
- ♦ Plus utilisés, les fréons sont des composés obtenus après substitution d'atomes d'hydrogène par des atomes de chlore 'Cl' et de fluor 'F' dans certains hydrocarbures saturés. Les fréons ont l'avantage d'être inoffensifs et de ne pas attaquer les matériaux utilisés. L'intervalle de la température d'ébullition est très large à la pression atmosphérique :

- Fréon 12 (C Cl₂ F₂) T_{eb} = - 29,8°C
- Fréon 13 (C Cl F₃) T_{eb} = - 82 °C
- Fréon 14 (C F₄) T_{eb} = - 128°C
- Fréon 22 (C H Cl F₂) T_{eb} = - 40,8°C

On utilise maintenant plus les fluides frigorigènes suivants :

- ♦ Les chlorofluorocarbones 'CFC'

◆ Les hydrochlorofluorocarbones 'HCFC'

Ils sont désignés par RXYZ où :

X : tel que (x+1) atomes de carbone

Y : tel que (Y-1) atomes d'hydrogène

Z : tel que Z atomes de fluor

Exemple le R125 représente $C_2 H F_5$

V-3 -2 FLUIDES FRIGORIGENES DE SUBSTITUTION

Vue les effets nocifs et néfastes des fluides frigorigènes pour la couche d'ozone qui sont représentés par les deux facteurs suivants :

- ◆ L'ODP (Ozone Depletion Potential) c. a. d. le Potentiel de Destruction de la couche d'Ozone 'PDO'
- ◆ Le GWP (Global Warning Potential) c. a. d. le Potentiel de Réchauffement Global 'PRG'

On pense à la substitution des fluides frigorigènes actuellement utilisés par des fluides ODP et GWP nuls ou faibles. On distingue :

V-3 -2-1 Dérivés halogènes à ODP (PDO) nul

Les hydrofluorocarbones 'HFC' ne contenant pas du chlore ont un ODP nul, tel que le R125 ($C_2 H F_5$), le R32 ($C H_2 F_2$) et le R134a ($C_2 H_2 F_4$), mais malheureusement leur GWP sont très élevés, respectivement égal à 3200, 580 et 1300.

V-3 -2-2 Fluides frigorigènes à ODP nul et faible GWP

Parmi les Fluides frigorigènes à ODP nul et faible GWP on distingue :

- ◆ L'ammoniac NH_3 (R717) $GWP = 0$
- ◆ Le propane (R290) $GWP = 0,2$
- ◆ Le gaz carbonique (R744) $GWP = 0,1$

V-4 EFFICACITE D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE

La performance d'une installation frigorifique est qualifiée par l'efficacité ' ϵ_f ' appelé aussi coefficient d'effet frigorifique 'CEF' ou coefficient de performance 'CP' (ou COP) et qui sont donné par le rapport entre la quantité de chaleur Q_2 reçue par le fluide frigorigène

dans l'évaporateur et le travail du cycle W_{cycle} (égal au travail de compression puisque la détente se fait sans production de travail :

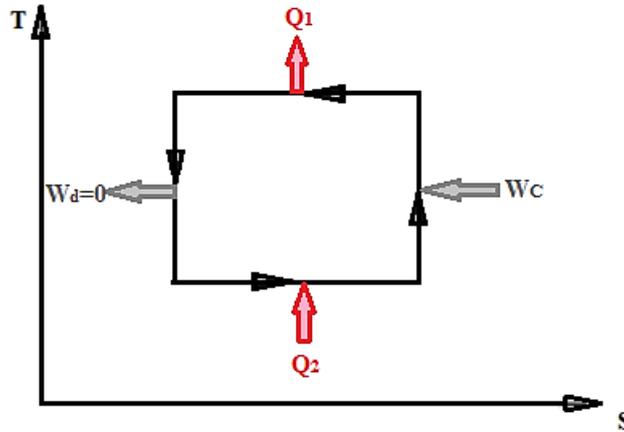


Figure V-2-2 Cycle frigorifique de Carnot (Inverse)

$$\epsilon_f = \text{CEF} = \text{COP} = \frac{|Q_2|}{|W_{\text{cycle}}|} = \frac{|Q_2|}{|Q_1| - |Q_2|} \quad (\text{V-1b})$$

Si Q_1 et Q_2 sont échangés respectivement à des températures constantes T_1 et T_2 et si la variation correspondante de l'entropie ΔS est la même on peut écrire que (cycle frigorifique de Carnot ou Inverse figure V-2-2):

$$Q_1 = T_1 \times \Delta S \quad (\text{V-2})$$

$$Q_2 = T_2 \times \Delta S \quad (\text{V-3})$$

on peut alors exprimer l'efficacité (équation V-1) en fonction des températures,

$$\epsilon_f = \frac{T_2}{(T_1 - T_2)} \quad (\text{V-4})$$

L'équation V-4 représente l'efficacité du cycle frigorifique de Carnot qui est le plus performant et donc elle donne la valeur maximale que peut avoir un cycle frigorifique théorique et en conséquence tout autre cycle frigorifique aura une efficacité inférieure.

Contrairement au rendement d'une installation motrice l'efficacité d'une installation frigorifique est supérieure à l'unité et plus elle est élevée plus l'installation frigorifique est efficace (performante) ; et pour la même quantité de chaleur Q_2 cédée par la source froide l'augmentation de ϵ_f entraîne une diminution du travail du cycle W_{cycle} nécessaire pour enlever Q_2 à l'enceinte et produits à refroidir.

Pour deux cycles réversibles moteur et frigorifique, (direct et inverse) avec le même travail du cycle $W_{\text{cycle}} (|Q_1| - |Q_2|)$, on peut exprimer ϵ_f en fonction du rendement thermique du cycle moteur η_{th} ,

$$W_{\text{cycle}} = |Q_1| \times \eta_{\text{th}} \tag{V-5}$$

$$\frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \eta_{\text{th}} \tag{V-6}$$

et donc,

$$\epsilon_f = \frac{|Q_2|}{|W_{\text{cycle}}|} = \frac{|Q_2|}{|Q_1| \times \eta_{\text{th}}} = \frac{(1 - \eta_{\text{th}})}{\eta_{\text{th}}} \tag{V-7}$$

$$= \frac{1}{\eta_{\text{th}}} - 1 \tag{V-8}$$

V-5 CYCLES ET TYPES D'INSTALLATION FRIGORIFIQUE

Selon le type du fluide frigorigène (gaz particulièrement l'air ou vapeur) on distingue deux types d'installations frigorifiques à savoir :

- ◆ les installations frigorifiques à compression d'air
- ◆ les installations frigorifiques à vapeur

V-5-1 INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES A COMPRESSION D'AIR

Le cycle (figure V-2-4) d'une installation frigorifique à air (figure V-2-3) est composé des transformations suivantes :

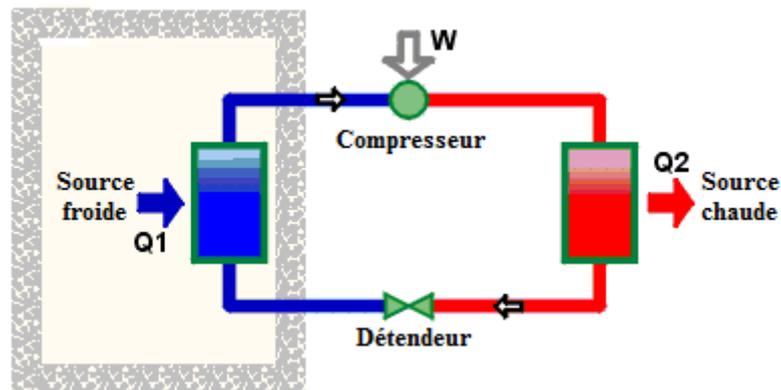


Figure V-2-3 Schéma simplifié d'une installation frigorifique à compression d'air

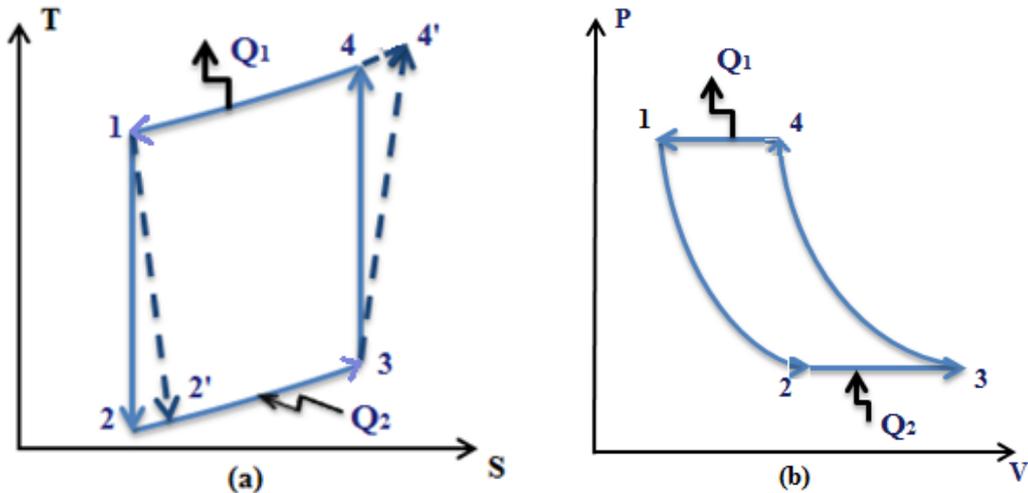


Figure V-2-4 Cycle frigorifique à compression d'air sur un diagramme: (a) T-S (b) P-V

1-2 : détente adiabatique de l'air dans le détendeur 'DET' ou régulateur de la pression P_1 à P_2 sans production de travail (laminage)

2-3 : le fluide frigorigène (l'air) reçoit la quantité de chaleur Q_2 de source froide, l'enceinte et des produits à refroidir et à maintenir à la température T_2 (évaporateur 'EVAP'), inférieure à la température ambiante T_a , à pression constante $P_3 = P_2$,

$$Q_2 = m \times C_p \times (T_3 - T_2) \quad (V-9)$$

3-4 : compression adiabatique du fluide frigorigène (l'air) de P_3 à P_4 , dans le compresseur 'COMP' grâce au travail extérieur W_c fournit généralement par un moteur électrique

4-1 : le fluide frigorigène (l'air) cède à pression constante $P_4 = P_1$ la quantité de chaleur Q_1 à la source chaude (fluide de refroidissement),

$$Q_1 = m \times C_p \times (T_1 - T_4) \quad (V-10)$$

L'efficacité de ce cycle, en considérant que C_p reste invariable, est,

$$\varepsilon_f = \frac{|Q_2|}{|Q_1| - |Q_2|} \quad (V-11)$$

$$= \frac{(T_3 - T_2)}{(T_4 - T_1) - (T_3 - T_2)} \quad (V-12)$$

$$= \frac{1}{\frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} - 1} \quad (V-13)$$

A partir des équations de la compression et de la détente adiabatiques (1-2 et 3-4) et de $P_3 = P_2$ et $P_4 = P_1$, on obtient,

$$\frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{P_1^{(\gamma-1)/\gamma}}{P_2} \quad (V-14)$$

$$\epsilon_f = \frac{1}{\frac{P_1^{(\gamma-1)/\gamma}}{P_2} - 1} \quad (V-15)$$

Remarque :

L'équation V-15 montre que l'efficacité du cycle à compression d'air ne dépend que des pressions supérieure et inférieure de celui-ci et de l'exposant adiabatique.

V-5-2 INSTALLATIONS FRIGORIFIQUES A VAPEUR

Les installations frigorifiques à vapeur se distinguent en fonction de leur cycle thermodynamique de fonctionnement.

V-5-2-1 CYCLE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE AVEC COMPRESSION MONO-ETAGEE

V-5-2-1-1 CYCLE DE BASE

Lors de ce cycle les échanges des quantités de chaleur Q_1 dans le condenseur et Q_2 dans l'évaporateur se font non seulement à pression constante mais aussi à température constante à cause du changement de phase vapeur-liquide et liquide-vapeur, comme dans le cas de la turbine à vapeur mais avec un cycle inversé (figure V-2-6) et l'installation correspondante est représentée sur la figure V-2-7.

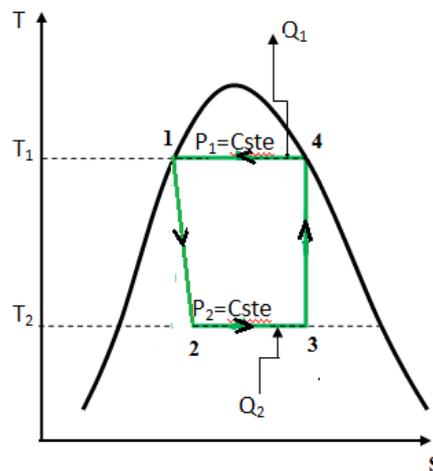


Figure V-2-6 Cycle frigorifique à vapeur de base sur le diagramme T-S

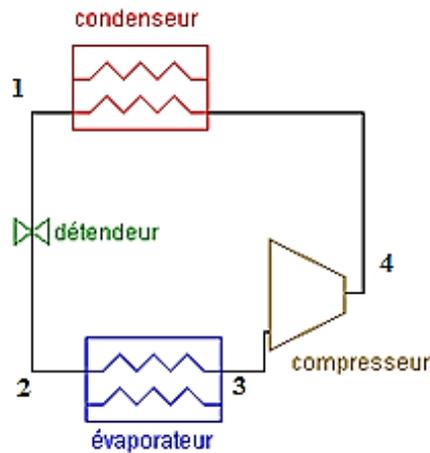


Figure V-2-7 Schéma de principe d'une installation frigorifique à vapeur de base

La détente adiabatique de la vapeur, dans le détendeur ou régleur, de la pression P_1 à P_2 se fait sans production de travail (laminage) et donc $W_d = 0$, et le travail du cycle et la quantité de chaleur Q_2 cédée dans l'évaporateur sont,

$$W_{\text{cycle}} = W_c = H_4 - H_3 \tag{V-16}$$

$$Q_2 = H_3 - H_2 = T_2 \times (S_3 - S_2) \tag{V-17}$$

et l'efficacité de ce cycle est,

$$\epsilon_f = \frac{(H_3 - H_2)}{(H_4 - H_3)} = \frac{T_2(S_3 - S_2)}{(H_4 - H_3)} \tag{V-18}$$

V-5-2-1-2 CYCLE AVEC SOUS REFROIDISSEMENT

Des fois, on sous refroidit le fluide frigorigène liquide sortant du condenseur, transformation 1-1' (figure V-2- 8), pour augmenter la quantité de chaleur Q_2 transférée à celui-ci dans l'évaporateur, de la transformation 2-3 à la transformation 2'-3'. Ce sous refroidissement est assuré par la vapeur saturée sortant de l'évaporateur à une température inférieure à celle du fluide frigorigène liquide à sous refroidir comme représenté par la transformation 3-3' sur la figure V-2- 8.

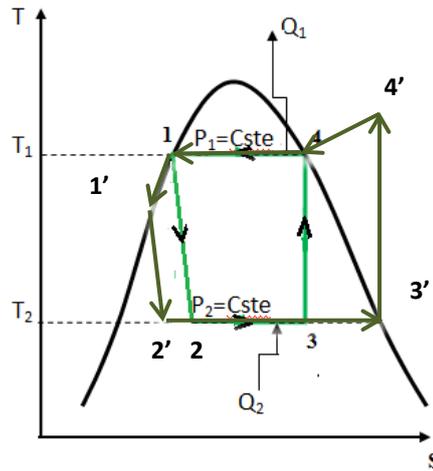


Figure V-2-8 Cycle frigorifique à vapeur avec sous refroidissement

Le travail de ce cycle avec sous refroidissement 1-1'-2'-3'-4' et la quantité de chaleur Q_2 échangée dans l'évaporateur sont,

$$W_{\text{cycle}} = W_c = H_{4'} - H_{3'} \quad (\text{V-19})$$

$$Q_2 = H_{3'} - H_{2'} = T_{2'} \times (S_{3'} - S_{2'}) \quad (\text{V-20})$$

et l'efficacité de ce cycle sera alors,

$$\epsilon_f = \frac{(H_{3'} - H_{2'})}{(H_{4'} - H_{3'})} = \frac{T_{2'}(S_{3'} - S_{2'})}{(H_{4'} - H_{3'})} \quad (\text{V-21})$$

V-5-2-2 CYCLE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE AVEC COMPRESSION BI-ETAGEE

Pour un cycle d'une machine frigorifique avec compression bi-étagée, la détente peut également être à un seul ou deux étages; c'est-à-dire qu'elle se fait en une seule ou deux étapes.

V-5-2-2-1 CYCLE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE AVEC COMPRESSION BI-ETAGEE ET DETENTE MONO-ETAGEE

Lorsque la différence entre les températures de sortie et d'entrée du compresseur augmente le coefficient de performance du cycle mono-étagé diminue à cause de l'augmentation du travail de compression.

Généralement lorsque le taux de compression est élevé (au-dessus de 7 pour l'ammoniac et de 10 pour les fluides frigorigènes carbonés), il est conseillé de prévoir une compression en deux étapes avec un refroidissement

intermédiaire, ce qui permet de réduire la température à l'entrée du deuxième compresseur, diminuant en conséquence le travail de compression ce qui entraîne une amélioration du coefficient de performance du cycle. A noter que pour un taux de compression dépassant 20 la détente bi-étagée devient également nécessaire.

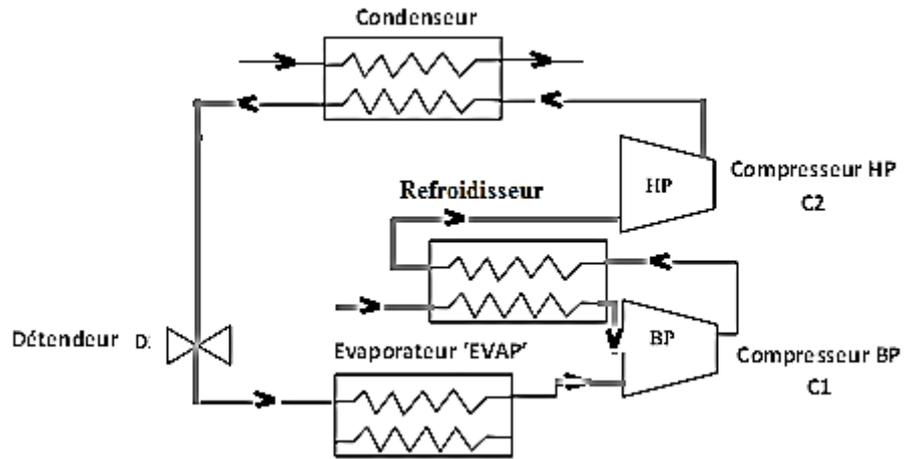


Figure V-2-9 Schéma de principe d'une installation frigorifique à compression bi-étagée

L'installation frigorifique (figure V-2-9) correspondante comprendra donc deux compresseurs et un échangeur intermédiaire (refroidisseur du fluide frigorigène). Comme représenté sur la figure V-2-10, ce cycle est composé des transformations suivantes :

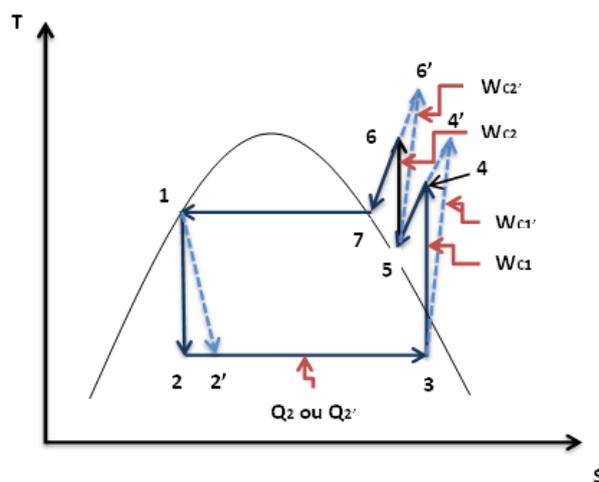


Figure V-2-10 Cycle à compression bi-étagée sur le diagramme T-S

- 1-2 : détente réversible isenthalpique haute pression dans le détendeur ‘D’
(cycle réversible)
- 1-2’ : détente réversible isenthalpique haute pression dans le détendeur ‘D’
(cycle irréversible)
- 2-3 : évaporation isobare dans l’évaporateur ‘EVAP’ (cycle réversible)
- 2’-3: évaporation isobare dans l’évaporateur ‘EVAP’ (cycle irréversible)
- 3-4 : compression adiabatique réversible basse pression dans le premier compresseur C1 (cycle réversible)
- 3-4’ : compression adiabatique irréversible basse pression dans le premier compresseur C1 (cycle irréversible)
- 4-5 : refroidissement isobare de la vapeur sortant de C1, par passage dans le refroidisseur (cycle irréversible)
- 4-5 ‘ : refroidissement isobare de la vapeur sortant de C1, par passage dans le refroidisseur (cycle irréversible)
- 5-6 : compression adiabatique réversible haute pression dans le deuxième compresseur C2 (cycle réversible)
- 5-6’ : compression adiabatique irréversible haute pression dans le deuxième compresseur C2 (cycle irréversible)
- 9’-10 : désurchauffe isobare (cycle irréversible)
- 10-1 : condensation isobare dans le condenseur

Le travail de ce cycle (réversible et irréversible avec les points’), la quantité de chaleur Q_2 échangée dans l’évaporateur et l’efficacité sont respectivement égaux à :

◆Pour le cycle réversible 1-2-3-4-5-6-7 :

$$W_{\text{cycle}} = W_{c1} + W_{c2} = (H_4 - H_3) + (H_6 - H_5) \tag{V-22}$$

$$Q_2 = H_3 - H_2 \tag{V-23}$$

$$\epsilon_f = \frac{(H_3 - H_2)}{(H_4 - H_3) + (H_6 - H_5)} \tag{V-24}$$

◆Pour le cycle irréversible 1-2’-3-4’-5-6’-7 :

$$W'_{\text{cycle}} = W'_{c1} + W'_{c2} = (H_{4'} - H_3) + (H_{6'} - H_5) \tag{V-25}$$

$$Q'_2 = H_3 - H_{2'} \tag{V-26}$$

$$\epsilon'_f = \frac{(H_3 - H_{2'})}{(H_{4'} - H_3) + (H_{6'} - H_5)} \tag{V-27}$$

V-5-2-2-2 CYCLE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE AVEC COMPRESSION ET DETENTE BI-ETAGEES A INJECTION PARTIELLE

Lors de la détente isenthalpique le fluide frigorigène est sous refroidit et en conséquence il y a production de froid qui peut servir à refroidir le fluide frigorigène sortant du premier compresseur 'C1' (basse pression) avant d'être envoyé dans le deuxième compresseur 'C2' (haute pression) comme représenté sur les figures 5-2-11 et 5-2-12.

Généralement, dans ce cas il est conseillé également de réaliser la détente en 2 étapes (détente bi-étagée). Ceci permet aussi d'augmenter le palier de vaporisation et donc Q_2 .

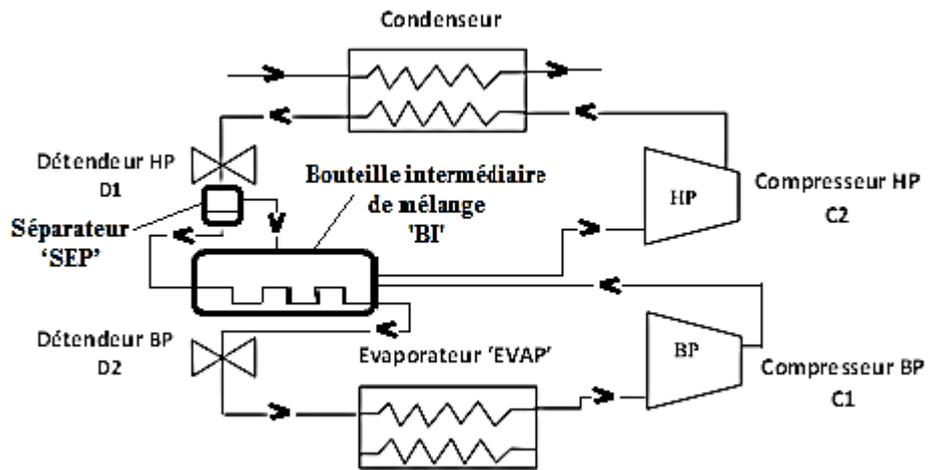


Figure V-2-11 Schéma d'une installation frigorifique avec compression et détente bi-étagées et à injection partielle

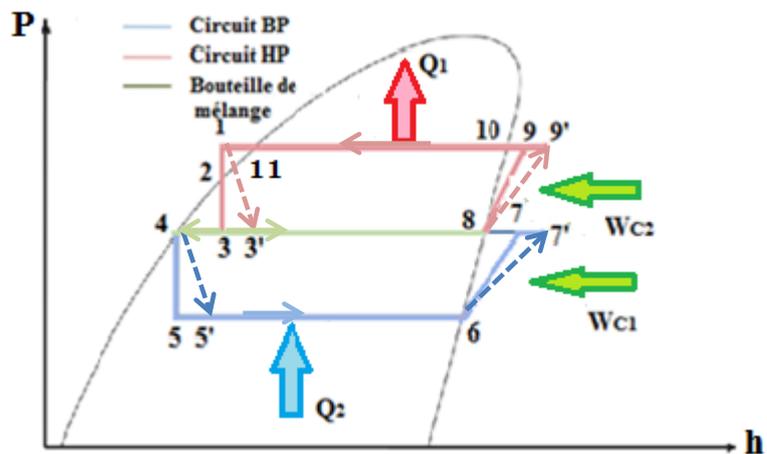


Figure V-2-12 Cycle frigorifique avec compression et détente bi-étagées et à injection partielle

Les cycles frigorifique avec compression et détente bi-étagées et à injection partielle réversible 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10 et irréversible 1-2-3'-4-5'-6-7'-8-9'-10 (figure V-2-12) sont composé des transformations suivantes :

- 1-2 : sous-refroidissement isobare du liquide saturé sortant du condenseur
- 2-3 : détente réversible isenthalpique haute pression dans le premier détenteur D1 (cycle réversible)
- 2-3' : détente irréversible isenthalpique haute pression dans le premier détenteur D1 (cycle irréversible)
- 3-4 : séparation du liquide à travers le séparateur 'SEP' puis refroidissement à travers la bouteille intermédiaire de mélange 'BI' (cycle réversible)
- 3'-4 : séparation du liquide à travers le séparateur 'SEP' puis refroidissement à travers la bouteille intermédiaire de mélange 'BI' (cycle irréversible)
- 3-8 : admission de la vapeur froide provenant du séparateur 'SEP' dans la bouteille intermédiaire de mélange 'BI' (cycle réversible)
- 3'-8 : admission de la vapeur froide provenant du séparateur 'SEP' dans la bouteille intermédiaire de mélange 'BI' (cycle irréversible)
- 4-5 : détente réversible isenthalpique haute pression dans le deuxième détenteur D2 (cycle réversible)
- 4-5' : détente irréversible isenthalpique haute pression dans le deuxième détenteur D2 (cycle irréversible)
- 5-6 : évaporation isobare dans l'évaporateur 'EVAP' (cycle réversible)
- 5'-6 : évaporation isobare dans l'évaporateur 'EVAP' (cycle irréversible)
- 6-7 : compression adiabatique réversible basse pression dans le premier compresseur C1 (cycle réversible)
- 6-7' : compression adiabatique irréversible basse pression dans le premier compresseur C1 (cycle irréversible)
- 7-8 : refroidissement isobare de la vapeur sortant de C1, par mélange avec la vapeur froide provenant du séparateur 'SEP' dans la bouteille intermédiaire de mélange 'BI' (cycle irréversible)
- 7'-8 : refroidissement isobare de la vapeur sortant de C1, par mélange avec la vapeur froide provenant du séparateur 'SEP' dans la bouteille intermédiaire de mélange 'BI' (cycle irréversible)

- 8-9 : compression adiabatique réversible haute pression dans le deuxième compresseur C2 (cycle réversible)
- 8-9' : compression adiabatique irréversible haute pression dans le deuxième compresseur C2 (cycle irréversible)
- 9-10 : désurchauffe isobare (cycle réversible)
- 9'-10 : désurchauffe isobare (cycle irréversible)
- 10-1 : condensation isobare dans le condenseur

V-5-2-2-3 CYCLE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE AVEC COMPRESSION ET DETENTE BI-ETAGEES A INJECTION TOTALE

Dans cette installation (figure V-2-13) la totalité du fluide frigorigène diphasique (mélange) sortant du détendeur D1 est envoyée dans la bouteille de mélange intermédiaire qui sert en même temps de séparateur 'BI/SEP'. La partie vapeur refroidit (mélange de la vapeur chaude provenant du premier compresseur 'C1' et froide venant du premier détendeur 'D1') est aspirée par le compresseur 'C2' et la partie liquide se détendra dans le deuxième détendeur 'D2' et ensuite passe dans l'évaporateur 'EVAP' où elle évaporé en recevant la quantité de chaleur Q_2 .

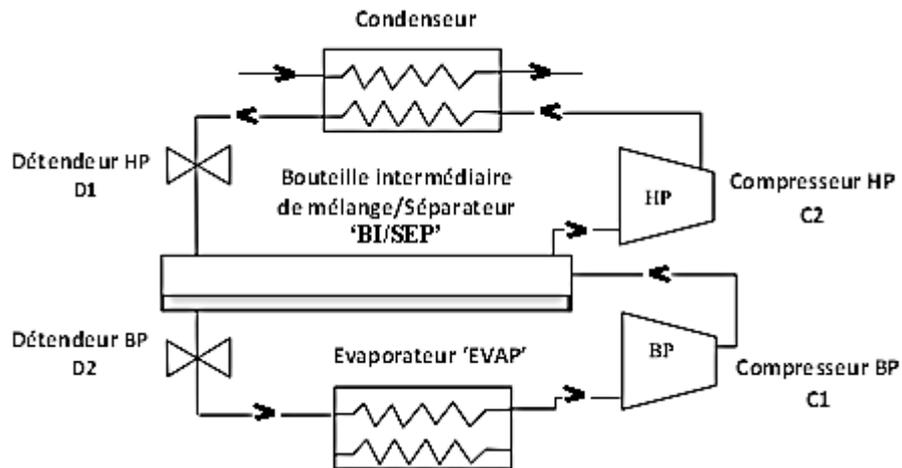


Figure V-2-13 Schéma d'une installation frigorifique avec compression et détente bi-étagées à injection totale

Le cycle de fonctionnement de cette installation (figure V-2-13) est pratiquement le même que celui de la précédent (figure V-2-12). Et en conséquence il ne sera pas décrit mais il est représenté sur un diagramme Ln(P)- h sur la figure V-2-14. Cependant, il faut se rappeler que dans ce cycle, inversement au cas précédant c'est la totalité du fluide frigorigène sortant du détendeur 'D1' à l'état diphasique (liquide plus vapeur) qui entre dans bouteille intermédiaire de mélange ou les deux phases sont séparées. La vapeur séparée servira à refroidir la vapeur chaude sortante du compresseur C1 et ceci est fait directement par mélange.

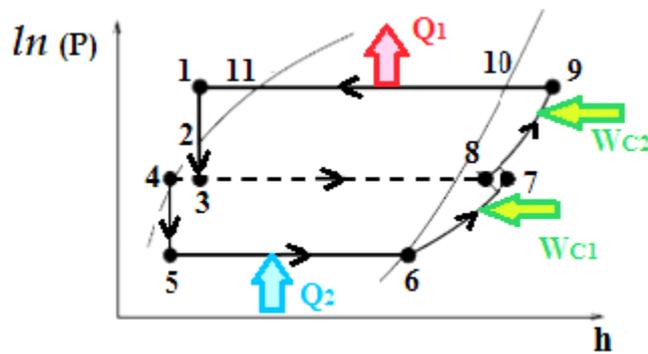


Figure V-2-14 Cycle frigorifique avec compression et détente bi-étagées et à injection totale

V-6 DETERMINATION DE LA PRESSION INTERMEDIAIRE

Généralement la pression intermédiaire d'une machine frigorifique avec compression bi-étagée à la sortie du premier compresseur C1 et donc à l'entrée du deuxième compresseur C2, appelé aussi pression moyenne, est choisi de sorte que les taux de compression des deux compresseurs soient égaux $\epsilon_{C1} = \epsilon_{C2}$. En se référant au cycle de la figure V-2-12, cette pression est déterminée ainsi :

$$\epsilon_{C1} = \frac{P_{S-C1}}{P_{\text{evap}}} = \frac{P_7}{P_6} \tag{V-28}$$

$$\epsilon_{C2} = \frac{P_{\text{cond}}}{P_{S-C1}} = \frac{P_9}{P_8} = \frac{P_9}{P_7} \tag{V-29}$$

avec :

S-C1 : sortie du compresseur C1

S-C2 : sortie du compresseur C2

S-Ci : sortie du compresseur Ci

E-Ci : entré du compresseur Ci

evap : évaporateur

cond : condenseur

A partir de l'égalité de ces deux équations on obtient la pression intermédiaire,

$$P_{\text{int}} = P_7 = \sqrt{P_9 \cdot P_6} \quad (\text{V-30})$$

et donc de façon générale la pression intermédiaire pour une compression bi-étagée est donné par,

$$P_{\text{int}} = \sqrt{P_{\text{evap}} \cdot P_{\text{cond}}} \quad (\text{V-31})$$

et les taux de compression sont donné par,

$$\varepsilon_{C1} = \varepsilon_{C2} = \sqrt{\frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}}} \quad (\text{V-32})$$

Pour une compression à 'n' étages les taux de compression sont donné par,

$$\frac{P_{\text{S-Ci}}}{P_{\text{E-Ci}}} = \frac{P_{i+1}}{P_i} = \sqrt[n]{\frac{P_{\text{cond}}}{P_{\text{evap}}}} \quad (\text{V-33})$$

et les pressions intermédiaires pour une compression bi-étagée sont donné par

$$P_{\text{S-Ci}} = P_{\text{E-Ci}} \cdot \sqrt[n]{P_{\text{evap}} \cdot P_{\text{cond}}} \quad (\text{V-34})$$

$$P_{i+1} = P_i \cdot \sqrt[n]{P_{\text{evap}} \cdot P_{\text{cond}}} \quad (\text{V-35})$$

V-7 APPLICATIONS DES CYCLES FRIGORIFIQUES

Les principales applications des cycles frigorifiques sont :

- ◆ Les réfrigérateurs domestiques)
- ◆ Les chambres froides qui sont utilisées pour le refroidissement principalement de produits alimentaires et leur maintien à la température nécessaire (généralement aux environ de 6°C ou moins)
- ◆ Les chambres de congélation ou de surgélation qui sont utilisées pour congeler ou surgeler principalement des produits alimentaires et leur maintien à la température nécessaire de congélation ou de surgélation (jusqu'à -30°C)
- ◆ Les machines de production de l'eau glacée

- ◆ Les machines de production de la neige dans les sites de ski lorsque la nature (le climat) ne le permet pas
- ◆ Les machines de production des crèmes glacées
- ◆ Tunnel de congélation industrielle qui est utilisé pour la congélation rapide de grandes quantités produits alimentaires

V-8 NOTIONS SUR LE BILAN FRIGORIFIQUE ET SUR LE DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE

V-8-1 BILAN FRIGORIFIQUE D'UNE CHAMBRE FROIDE

Le bilan frigorifique d'une chambre froide et donc des différentes quantités de chaleur mises en jeu ne sont pas simple à déterminer et ne le peuvent être calculés exactement. Les quantités principales de chaleur à considérer pour baisser et maintenir constante la température des produits à l'intérieur d'une chambre froide sont :

- ◆ Q1 : la quantité de chaleur par conduction à travers les parois
- ◆ Q2 : la quantité de chaleur par l'introduction de produits à température ambiante extérieure
- ◆ Q3 : la quantité de chaleur par respiration des fruits et légumes
- ◆ Q4 : la quantité de chaleur due au renouvellement d'air
- ◆ Q5 : la quantité de chaleur due à l'activité des travailleurs
- ◆ Q6 : la quantité de chaleur due au système d'éclairage
- ◆ Q7 : la quantité de chaleur due à la ventilation mécanique

Puisque le calcul exacte de ce bilan et donc de la puissance réelle nécessaire est impossible et pour se rapprocher de la puissance maximale réelle nécessaire, il est de coutume de majorer la puissance frigorifique moyenne par un coefficient de majoration 'COM' ou 'CM' qui est de de 24/16 pour une chambre froide positive ($\approx 6^{\circ}\text{C}$) et de 24/20 pour une chambre froide négative (jusqu'à $- 30^{\circ}\text{C}$).

Ces deux valeurs du 'COM' signifient que sur une base une base de temps de 24 h, le nombre d'heures réel de fonctionnement quotidien du groupe compresseur est d'environ 16 h pour une chambre froide positive et de 20 h pour une chambre froide négative. Ceci permet au groupe compresseur de s'arrêter de temps en temps, ce qui est indispensable et surtout pour le dégivrage.

Pour une meilleure surgélation des produits alimentaires, celle-ci doit se faire dans une installation frigorifique de congélation rapide et non pas dans une chambre froide.

V-8-1-1 PUISSANCE FRIGORIFIQUE MOYENNE

Pour une période d'1 heure et sur une base d'une durée de travail de 24 heures, la puissance frigorifique moyenne d'une chambre froide est égale à la somme des quantités de chaleurs citées ci-dessus (en KWh) divisée par 24,

$$P = \sum_{i=1}^7 Q_i / 24 \quad (V-36)$$

Puisque généralement la période de travail est inférieure à 24 heures et donc pour une durée de travail différente et égale à 'Dt' cette puissance sera donnée par,

$$P = \sum_{i=1}^7 Q_i / Dt \quad (V-37)$$

V-8-1-2 PUISSANCE FRIGORIFIQUE MAJOREE

Pour une même période d'1 heure basée d'une durée de travail de 24 heures, la puissance frigorifique moyenne majorée d'une chambre froide est égale à la somme de ces quantités de chaleurs divisée par 24 et multipliée par le coefficient de majoration 'COM',

$$P = \sum_{i=1}^7 (Q_i / 24) \times COM \quad (V-38)$$

Et pour période de travail inférieure à 24 heures et égale à 'Dt' la puissance frigorifique moyenne majorée, en fonction du nouveau 'COM' basé sur 'Dt' sur sera donnée par,

$$P = \sum_{i=1}^7 (Q_i / Dt) \times COM \quad (V-39)$$

V-8-2 NOTIONS SUR LE DIMENSIONNEMENT D'UNE INSTALLATION FRIGORIFIQUE ET SUR LE CHOIX DES COMPOSANTS

Pour réaliser le dimensionnement d'une installation frigorifique et faire le choix de ces composants il faut prendre en considération les points suivants :

- ◆ la température de refroidissement et de maintien des produits à conserver
- ◆ le type des produits à refroidir et à conserver
- ◆ les quantités des produits à refroidir et à conserver

- ◆ les différentes quantités de chaleur intervenant dans le bilan frigorifique
- ◆ le cycle frigorifique
- ◆ le fluide frigorigène à utiliser
- ◆ la durée de travail

Cela permettra de dimensionner l'installation frigorifique et de choisir :

- ◆ le volume de la chambre froide
- ◆ le type du fluide frigorigène
- ◆ le type et le nombre de compresseurs nécessaires
- ◆ le type d'évaporateur
- ◆ le type de condenseur
- ◆ du détendeur
- ◆ le moyen de refroidissement
- ◆ la puissance frigorifique nécessaire
- ◆ la puissance frigorifique majorée nécessaire

V-8 NOTIONS SUR L'INSTALLATION DE POMPE A CHALEUR

Le principe de fonctionnement d'une installation d'une pompe à chaleur est le même que celui d'une installation frigorifique. Toutefois son but n'est plus de refroidir une substance ou un volume par extraction de la quantité de chaleur Q_2 (à une basse température bien inférieure à la température ambiante, de l'ordre de 6 à -30°C) et d'en rejeter la quantité de chaleur Q_1 à travers système de refroidissement vers le milieu extérieur, mais d'extraire une quantité de chaleur Q_2 du milieu extérieur (air ambiant, retenue ou courant d'eau) et d'en transmettre une quantité de chaleur Q_1 au milieu à chauffer, à une température supérieure à la température du milieu extérieur (l'environnement extérieur), un local, une chambre ou autre enceinte.

L'installation pompe à chaleur est donc un système de chauffage tel que le chauffage central à air (utilisant des batteries de chauffage) ou à eau via des radiateurs (utilisant la chaleur de combustion de gaz naturel, de fioul, bois ou charbon o).

L'efficacité, ou le coefficient de performance ou le coefficient d'effet calorifique d'une pompe à chaleur n'est plus, comme pour l'installation frigorifique, le rapport entre

quantité de chaleur Q_2 et le travail du cycle mais entre quantité de chaleur Q_1 le travail du cycle, soit :

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{cal} = CEC_p = COP_p = \frac{|Q_1|}{|W_{cycle}|} \quad (V-40)$$

Avec le travail du cycle,

$$|W_{cycle}| = |Q_1| - |Q_2| \quad (V-41)$$

l'équation V-40 devient,

$$\varepsilon_p = \frac{|Q_1|}{|Q_1| - |Q_2|} \quad (V-42)$$

$$= \frac{1}{1 - |Q_2/Q_1|} \quad (V-43)$$

On peut exprimer l'efficacité ou le coefficient de performance d'une pompe à chaleur en fonction de celui d'une installation frigorifique comme suit,

$$\varepsilon_p = \varepsilon_{cal} = CEC_p = COP_p = \frac{|W_{cycle}| + |Q_2|}{|W_{cycle}|} \quad (V-44)$$

$$\varepsilon_p = COP_p = 1 + |Q_2| / |W_{cycle}| \quad (V-45)$$

$$= 1 + \varepsilon_f \quad (V-46)$$

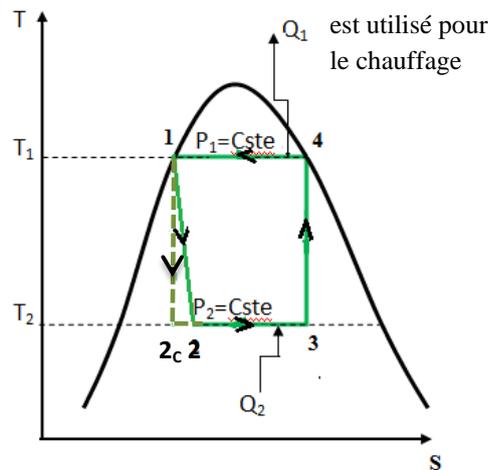


Figure V-2-15 Cycle d'une pompe à chaleur sur le diagramme T-S

L'efficacité est, pour une pompe à chaleur fonctionnant suivant (figure V-2-15) :

♦ **le cycle de Carnot 1-2_c-3-4**

$$Q_1 = T_1 \times \Delta S_{4-1} \quad (V-47)$$

$$Q_2 = T_2 \times \Delta S_{2c-3} \quad (V-48)$$

Puisque,

$$\Delta S_{4-1} = \Delta S_{2c-3} \quad (V-49)$$

$$\varepsilon_p = \text{COP}_p = \frac{|Q_1|}{|Q_1| - |Q_2|} \quad (V-50)$$

$$= \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (V-51)$$

♦ **le cycle 1-2-3-4**

$$Q_1 = T_1 \times \Delta S_{4-1} = T_1 \times (S_1 - S_4) \quad (V-52)$$

$$Q_2 = T_2 \times \Delta S_{2-3} = T_2 \times (S_3 - S_2) \quad (V-53)$$

$$\varepsilon_p = \text{COP}_p = \frac{|Q_1|}{|Q_1| - |Q_2|} \quad (V-54)$$

$$= \frac{|T_1(S_1 - S_4)|}{|T_1(S_1 - S_4)| - |T_2(S_3 - S_2)|} \quad (V-55)$$

$$= \frac{T_1(S_4 - S_1)}{T_1(S_4 - S_1) - T_2(S_3 - S_2)} \quad (V-56)$$

$$= Q_{\text{evap}} / [T_1 \times (S_4 - S_1) - T_2 \times (S_3 - S_2)] \quad (V-57)$$

V – 9. EXERCICES RESOLUS

V-9-1 EXERCICE 1:

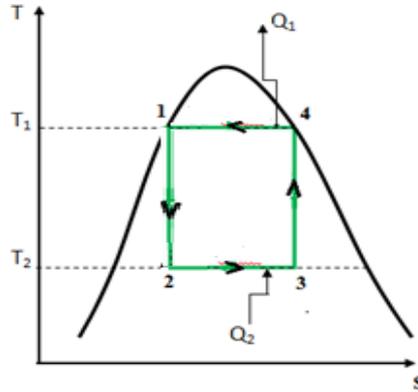
Les pressions supérieure P_1 (à la sortie du condenseur) et inférieure P_3 (à la sortie de l'évaporateur) d'une installation frigorifique, fonctionnant avec le fluide frigorigène NH_3 (ammoniac) suivant le cycle frigorifique de Carnot (détente 1-2 isentropique), sont respectivement égales à 11,2 atm et 2,966 atm.

Calculer :

- 1- La quantité de chaleur rejetée par l'ammoniac dans le condenseur q_1
- 2- La quantité de chaleur soustraite par l'ammoniac dans l'évaporateur q_2
- 3- L'efficacité de ce cycle :
 - a) à partir des quantités de chaleur q_1 et q_2
 - b) directement en fonction des températures T_1 et T_3

- 4- Le débit massique de l'ammoniac par KW de réfrigération
- 5- La puissance de compression

SOLUTION



Des tables thermodynamiques de l'ammoniac:

pour $P_1 = P_4 = 11,2 \text{ atm}$ on relève : $T_1 = T_4 = 301,15 \text{ }^\circ\text{K}$

$$s_1 = s_2 = s'_1 = s_{1\text{liq}} = 4,6432 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$s_4 = s_3 = s''_1 = s_{1\text{g}} = 8,4753 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$h_4 = h_{4\text{g}} = h''_4 = 1704,739 \text{ KJ/Kg}$$

pour $P_2 = P_3 = 2,966 \text{ atm}$ on relève : $T_2 = T_3 = 263,15 \text{ }^\circ\text{K}$

$$s_{3\text{liq}} = s'_3 = 4,0164 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$s_{3\text{g}} = s''_3 = 8,9438 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$h_{3\text{liq}} = h'_3 = 372,51 \text{ KJ/Kg.}$$

$$h_{3\text{g}} = h''_3 = 1669,152 \text{ KJ/Kg.}$$

- 1- La quantité chaleur rejetée par l'ammoniac dans le condenseur q_1

$$\begin{aligned} \mathbf{q_1} &= (h_1 - h_4) \\ &= T_1 \times (s_1 - s_4) \\ &= 301,15 \times (4,6432 - 8,4753) \\ &= \mathbf{- 1154,0369 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned}$$

- 2- La quantité chaleur soustraite par l'ammoniac dans l'évaporateur q_2

$$\begin{aligned} \mathbf{q_2} &= (h_3 - h_2) \\ &= T_2 \times (s_3 - s_2) \\ &= 263,15 \times (8,4753 - 4,6432) \\ &= \mathbf{1008,4171 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned}$$

- 3- L'efficacité du ce cycle :

- a) à partir des quantités de chaleur q_1 et q_2

$$\begin{aligned} \mathbf{\epsilon_f} &= \frac{|q_2|}{|q_1| - |q_2|} \\ &= 1008,4171 / (1154,0369 - 1008,4171) \\ &= \mathbf{6,925} \end{aligned}$$

b) directement en fonction des températures T_1 et $T_3=T_2$

$$\begin{aligned}\epsilon_f &= \frac{T_2}{(T_1 - T_2)} \\ &= 263,15 / (301,15 - 263,15) \\ &= \mathbf{6,925}\end{aligned}$$

4- Le débit massique de l'ammoniac par KW de réfrigération

$$\begin{aligned}\mathbf{D_m} &= \mathcal{P}_{\text{réf}} / q_2 \\ &= 1 / 1008,4171 \\ &= \mathbf{0,99 \times 10^{-3} \text{ Kg/s}}\end{aligned}$$

5- La puissance de compression

$$\begin{aligned}\mathcal{P}_{\text{comp}} &= D_m \times w_{\text{comp}} \\ &= D_m \times (h_4 - h_3)\end{aligned}$$

Il faut calculer h_3 et pour cela il faudrait calculer x_3 ,

$$\begin{aligned}\mathbf{x_3} &= (s_3 - s'_3) / (s''_3 - s'_3) \\ &= (8,4753 - 4,0164) / (8,9438 - 4,0164) \\ &= \mathbf{0,9049}\end{aligned}$$

ce qui donne,

$$\begin{aligned}\mathbf{h_3} &= h'_3 + x_3 (h''_3 - h'_3) \\ &= 372,51 + 0,9049 (1669,152 - 372,51) \\ &= \mathbf{1545,8665 \text{ KJ/Kg}}\end{aligned}$$

Et donc,

$$\begin{aligned}\mathcal{P}_{\text{comp}} &= 0,99 \times 10^{-3} \times (1704,739 - 1545,8665) \\ &= \mathbf{0,1573 \text{ KW}}\end{aligned}$$

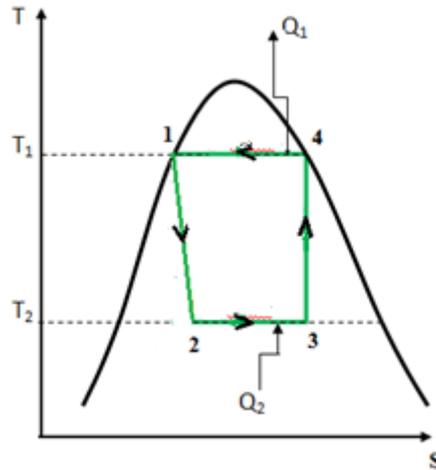
V-9-2 EXERCICE 2:

Les pressions supérieure P_1 (à la sortie du condenseur) et inférieure P_3 (à la sortie de l'évaporateur) d'une installation frigorifique, fonctionnant avec le fluide frigorigène NH_3 (ammoniac) suivant le cycle frigorifique de Carnot modifié (détente 1-2 isenthalpique), sont respectivement égales à 11,2 atm et 2,966 atm.

Calculer :

- 1- La quantité de chaleur rejetée par l'ammoniac dans le condenseur q_1
- 2- La quantité de chaleur soustraite par l'ammoniac dans l'évaporateur q_2
- 3- Le travail du cycle
- 4- L'efficacité du cycle :

SOLUTION



Des tables thermodynamiques de l'ammoniac:

pour $P_1 = P_4 = 11,2 \text{ atm}$ on relève : $T_1 = T_4 = 301,15 \text{ }^\circ\text{K}$

$$s_1 = s'_1 = s_{1\text{liq}} = 4,6432 \text{ KJ/Kg.K}$$

(puisque 3-4 est isentropique $s_4 = s_3$) $s_4 = s_3 = s''_1 = s_{1\text{g}} = 8,4753 \text{ KJ/Kg.K}$

$$h_1 = h'_1 = h_{1\text{liq}} = 550,732 \text{ KJ/Kg}$$

pour $P_2 = P_3 = 2,966 \text{ atm}$ on relève : $T_2 = T_3 = 263,15 \text{ }^\circ\text{K}$

$$s_{3\text{liq}} = s'_3 = 4,0164 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$s_{3\text{g}} = s''_3 = 8,9438 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$h_{3\text{liq}} = h'_3 = 372,51 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_{3\text{g}} = h''_3 = 1669,152 \text{ KJ/Kg}$$

1-2 est une détente isenthalpique donc $h_2 = h_1 = h'_1 = h_{1\text{liq}} = 550,732 \text{ KJ/Kg}$

1- La quantité chaleur rejetée par l'ammoniac dans le condenseur q_1

$$\begin{aligned} q_1 &= (h_1 - h_4) \\ &= T_1 \times (s_1 - s_4) \\ &= 301,15 \times (4,6432 - 8,4753) \\ &= -1154,0369 \text{ KJ/Kg} \end{aligned}$$

2- La quantité chaleur soustraite par l'ammoniac dans l'évaporateur q_2

$$\begin{aligned} q_2 &= (h_3 - h_2) \\ &= T_2 \times (s_3 - s_2) \end{aligned}$$

Donc pour pouvoir calculer q_2 il faut calculer h_3 ou s_2 puisque on a h_2 et s_3 et pour cela il faudrait calculer x_2 ou x_3 , donc,

$$\begin{aligned} x_3 &= (s_3 - s'_3) / (s''_3 - s'_3) \\ &= (8,4753 - 4,0164) / (8,9438 - 4,0164) \\ &= 0,9049 \end{aligned}$$

ce qui donne,

$$\begin{aligned} h_3 &= h'_3 + x_3 (h''_3 - h'_3) \\ &= 372,51 + 0.9049 (1669,152 - 372,51) \\ &= \mathbf{1545,8665 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned}$$

Et donc,

$$\begin{aligned} q_2 &= 1545,8665 - 550,732 \\ &= \mathbf{995,1345 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned}$$

3- Le travail du cycle

$$\begin{aligned} w_{\text{cycle}} &= q_1 + q_2 \\ &= -1154,0369 + 995,1345 \\ &= \mathbf{-158,9024 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned}$$

4- L'efficacité du ce cycle :

$$\begin{aligned} \epsilon_f &= \frac{|Q_2|}{|W_{\text{cycle}}|} \\ &= 995,1345 / 158,9024 \\ &= \mathbf{6,2626} \end{aligned}$$

5- Le débit massique de l'ammoniac par KW de réfrigération

$$\begin{aligned} D_m &= P_{\text{réf}} / q_2 \\ &= 1 / 995,1345 \\ &= \mathbf{1,005 \times 10^{-3} \text{ Kg/s}} \end{aligned}$$

6- La puissance de compression

$$\begin{aligned} P_{\text{comp}} &= D_m \times w_{\text{comp}} \\ &= D_m \times w_{\text{cycle}} \\ &= 1,005 \times 10^{-3} \times 158,9024 \\ &= \mathbf{0,1597 \text{ KW}} \end{aligned}$$

V-9-3 EXERCICE 3:

Une installation frigorifique à compression d'air refroidit une chambre froide à -10°C , après une extraction d'une quantité de chaleur horaire $P_2 = 800.000 \text{ KJ/h}$, alors que la source chaude est à 20°C . Les pressions minimale et maximale de cette installation sont respectivement $P_1 = 1 \text{ atm}$ (à l'entrée du compresseur) et $P_2 = 6 \text{ atm}$ (à la sortie du compresseur). Le compresseur et le détendeur sont reliés par le même arbre.

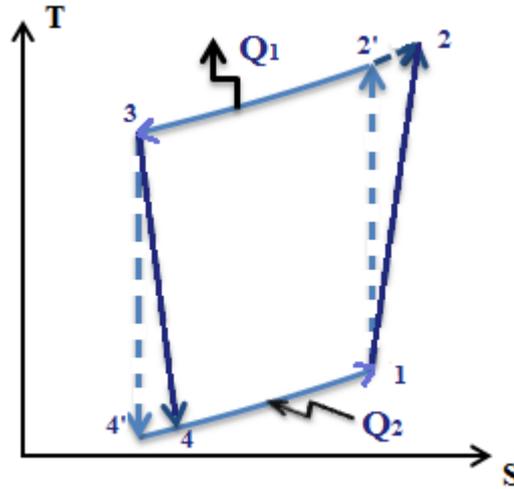
La compression et la détente suivent la loi $PV^n = \text{Constante}$; $n = 1,35$; $C_p = 1 \text{ KJ/Kg.}^\circ\text{K}$; $r = 287 \text{ J/Kg.K}$

Calculer :

- 1- Le travail spécifique utile de l'installation
- 2- La production frigorifique spécifique
- 3- Le coefficient d'effet frigorifique

- 4- Le débit d'air
- 5- La puissance utile de l'installation

SOLUTION



- 1- Le travail spécifique utile de l'installation ou le travail spécifique du cycle est,

$$w_u = w_{\text{cycle}}^+ = w_{\text{net}} = |w_c| - |w_d|$$

Le travail spécifique de compression est,

$$w_c = (h_2 - h_1) = \frac{nr}{n-1} (T_2 - T_1)$$

$$\text{avec } T_2 = T_1 \times (P_2/P_1)^{[(n-1)/n]} = (273-10) \times (6/1)^{[(1,35-1)/1,35]} = 418,5 \text{ K}$$

$$w_c = \frac{1,35 \times 287}{1,35-1} [418,5 - (273-10)]$$

$$= \mathbf{172,14 \text{ KJ/Kg}}$$

Le travail spécifique de détente est,

$$|w_d| = (h_3 - h_4) = \frac{nr}{n-1} (T_3 - T_4)$$

$$\text{avec } T_4 = T_3 \times (P_1/P_2)^{[(n-1)/n]} = (273+20) \times (6/1)^{[(1,35-1)/1,35]} = 184,1 \text{ K}$$

$$|w_d| = \frac{1,35 \times 287}{1,35-1} [(273+20) - 184,1]$$

$$= \mathbf{120,52 \text{ KJ/Kg}}$$

Le travail spécifique utile est alors,

$$w_u = 172,14 \text{ KJ/Kg} - 120,52 \text{ KJ/Kg}$$

$$= \mathbf{51,62 \text{ KJ/Kg}}$$

- 2- La production frigorifique spécifique est la quantité de chaleur q_2 extraite de la source froide par le fluide frigorigène,

$$\begin{aligned}
 |q_2| &= (h_1 - h_4) = C_p \times (T_1 - T_4) \\
 &= 1 \times [(273-10) - 184,1] \\
 &= \mathbf{78,9 \text{ KJ/Kg}}
 \end{aligned}$$

3- Le coefficient d'effet frigorifique

$$\begin{aligned}
 \text{CEF} = \epsilon_f &= \frac{|Q_2|}{|W_{\text{cycle}}|} \\
 &= 78,9 / 51,62 \\
 &= \mathbf{1,53}
 \end{aligned}$$

4- Le débit d'air

$$\begin{aligned}
 D_{\text{air}} &= \mathcal{P}_2 / |q_2| \\
 &= 800.000 / 51,62 \\
 &= \mathbf{10139,42 \text{ Kg/h}}
 \end{aligned}$$

5- La puissance utile de l'installation est,

$$\begin{aligned}
 \mathcal{P}_u &= D_{\text{air}} \times w_u \\
 &= (10139,42 \times 51,62) / 3600 \\
 &= \mathbf{145,39 \text{ KW}}
 \end{aligned}$$

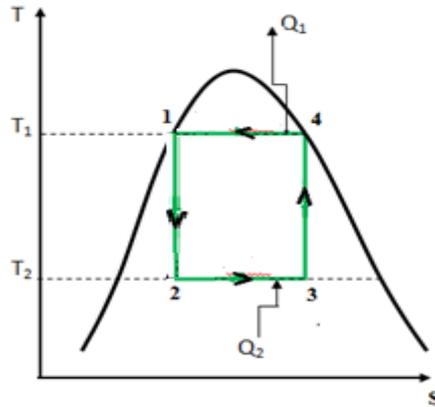
V-9-4 EXERCICE 4:

Les températures supérieure T_1 (source chaude : local à chauffer) et inférieure T_2 (source froide : rivière d'eau) d'une pompe à chaleur, fonctionnant avec le fluide frigorigène NH_3 (ammoniac) suivant le cycle frigorifique de Carnot (détente et compression isentropiques), sont respectivement 28°C et -10°C .

Calculer :

- 1- La quantité chaleur soustraite du milieu extérieur q_2
- 2- La quantité chaleur transférée à la source chaude q_1
- 3- Le coefficient de performance ou le coefficient d'effet calorifique
 - a) en fonction des températures T_1 et T_2
 - b) en fonction des quantités de chaleur q_1 et q_2

SOLUTION



Des tables thermodynamiques de l'ammoniac on relève :

pour $T_1 = T_4 = 28 + 273,15 = 301,15 \text{ }^\circ\text{K}$:

$$s_1 = s_2 = s'_1 = s_{\text{liq}} = 4,6432 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$s_4 = s_3 = s''_1 = s_{\text{g}} = 8,4753 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$h_4 = h_{4\text{g}} = h''_4 = 1704,739 \text{ KJ/Kg}$$

pour $T_2 = T_3 = -10 + 273,15 = 263,15 \text{ }^\circ\text{K}$:

$$s_{3\text{liq}} = s'_3 = 4,0164 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$s_{3\text{g}} = s''_3 = 8,9438 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$h_{3\text{liq}} = h'_3 = 372,51 \text{ KJ/Kg.}$$

$$h_{3\text{g}} = h''_3 = 1669,152 \text{ KJ/Kg.}$$

1- La quantité chaleur soustraite du milieu extérieur q_2

$$\begin{aligned} q_2 &= (h_3 - h_2) \\ &= T_2 \times (s_3 - s_2) \\ &= 263,15 \times (8,4753 - 4,6432) \\ &= \mathbf{1008,4171 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned}$$

2- La quantité chaleur transférée à la source chaude q_1

$$\begin{aligned} q_1 &= (h_1 - h_4) \\ &= T_1 \times (s_1 - s_4) \\ &= 301,15 \times (4,6432 - 8,4753) \\ &= \mathbf{- 1154,0369 \text{ KJ/Kg}} \end{aligned}$$

3- Le coefficient de performance ou le coefficient d'effet calorifique :

a) en fonction des températures T_1 et T_2

$$\begin{aligned}\epsilon_p &= \frac{T_1}{T_1 - T_2} \\ &= 301,15 / [301,15 - 263,15] \\ &= \mathbf{7,925}\end{aligned}$$

b) en fonction des quantités de chaleur q_1 et q_2

$$\begin{aligned}\epsilon_p &= \frac{|Q_1|}{|Q_1| - |Q_2|} \\ &= 1154,0369 / (1154,0369 - 1008,4171) \\ &= \mathbf{7,925}\end{aligned}$$

V – 10. EXERCICES NON RESOLUS AVEC REPONSES

V-10-1 EXERCICE 1

Une installation frigorifique, fonctionnant avec le fluide frigorigène Fréon 12 (C Cl₂ F₂). En négligeant les pertes de pression dans les conduites, on a relevé les paramètres présentés dans le tableau ci-dessous.

La puissance absorbée par l'évaporateur est $\mathcal{P}_{\text{evap}} = 1400$ W et celle fourni au moteur qui entraine le compresseur est $\mathcal{P}_m = 700$ W. Le débit de l'eau de refroidissement est $D_{\text{eau}} = 4$ kg/mn. Les rendements du compresseur et du moteur qui l'entraine sont égaux à 0,72.

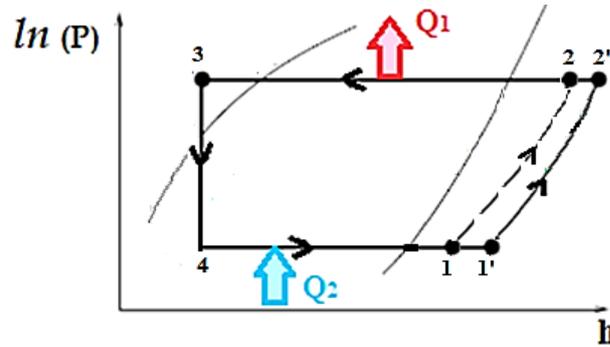
Désignation	Point sur le Cycle	Température (°C)	Pression (atm)
Sortie de l'évaporateur	1	-1	2,08
Entrée du compresseur	1'	2,5	2,08
Sortie du compresseur	2	50	8,42
Sortie du condenseur	3	30	8,42
Entrée de l'évaporateur	4	-12	2,15
Entrée de l'eau de refroidissement		20	
Sortie de l'eau de refroidissement		26	

Calculer :

- 1- Le travail isentropique consommé par le compresseur
- 2- Le débit du fréon
- 3- La puissance réelle consommée par la compression

- 4- La quantité chaleur perdue dans la conduite entre l'évaporateur et le compresseur
- 5- L'effet frigorifique réel (quantité chaleur consommé par l'évaporateur)
- 6- L'efficacité théorique et réelle du cycle :

REPNSES :



- 1- $w_{\text{cycle}} = 6,18 \text{ Kcal/Kg}$
- 2- $q_{\text{eau}} = 24 \text{ Kcal/Kg}$; $q_2 = 36,77 \text{ Kcal/Kg}$; $m_{\text{fréon}} = 0,652 \text{ Kg/mn}$
- 3- $\mathcal{P}_c^{\text{réelle}} = 362,9 \text{ W}$
- 4- $q_{\text{perdue}} = 0,6 \text{ Kcal/Kg}$
- 5- $q_{\text{évap}} = 30,7 \text{ Kcal/Kg}$
- 7- $\epsilon_f^{\text{th}} = 5,02$; $\epsilon_f^{\text{th}} = 3,85$

V-10-2 EXERCICE 2

Le fluide frigorigène Fréon 12 ($\text{C Cl}_2 \text{ F}_2$) d'une installation frigorifique est sous refroidit (à l'état de liquide saturé), avant la détente en surchauffant la vapeur saturée sortante de l'évaporateur à une pression de 2,4 atm, dans un échangeur d'efficacité égale à 1.

La vapeur saturée sortante du compresseur à une pression de 8 atm est liquéfiée dans un condenseur puis sous refroidit jusqu'à 22°C dans le même échangeur.

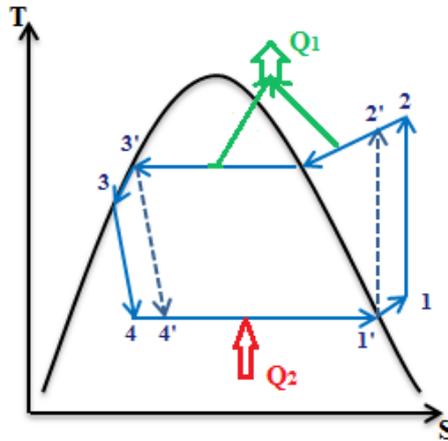
En considérant une détente isenthalpique et une compression isentropique et une production frigorifique dans l'évaporateur de 30.000 frigories:

A- Calculer :

- a. Le débit du fréon
- b. La puissance consommée par la compression
- c. L'efficacité du cycle

B- Comparer les résultats trouvés avec ceux d'une même installation sans échangeur (sans surchauffe et sans sous refroidissement)

REPOSES :



A- Pour l' installation avec échangeur (avec surchauffe et sous refroidissement)

- a. $D_{\text{fréon}} = 965 \text{ Kg/H}$
- b. $\mathcal{P}_c^{\text{néc}} = 6,25 \text{ KW}$
- c. $\mathcal{E}_f = 5,58$

B- Pour la même installation sans échangeur (sans surchauffe et sans sous refroidissement)

- a. $D_{\text{fréon}} = 1046 \text{ Kg/H}$
- b. $\mathcal{P}_c^{\text{néc}} = 6,54 \text{ KW}$
- c. $\mathcal{E}_f = 5,34$

CHAPITRE VI

INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE ET DE CLIMATISATION

VI-1 DIAGRAMME DE L'AIR HUMIDE OU DIAGRAMME PSYCHROMETRIQUE

Dans le domaine du chauffage et de la climatisation, l'état et les évolutions de l'air humide sont représentés sur un diagramme de l'air humide dit aussi diagramme psychrométrique ce qui permet de déterminer ses propriétés désirées. Un schéma simplifié de ce diagramme est représenté sur la figure VI-1-1 montrant les différentes propriétés de l'air humide et qui sont décrites dans la section suivante (VI-2) et un modèle de ce diagramme est représenté sur la figure VI-1-2.

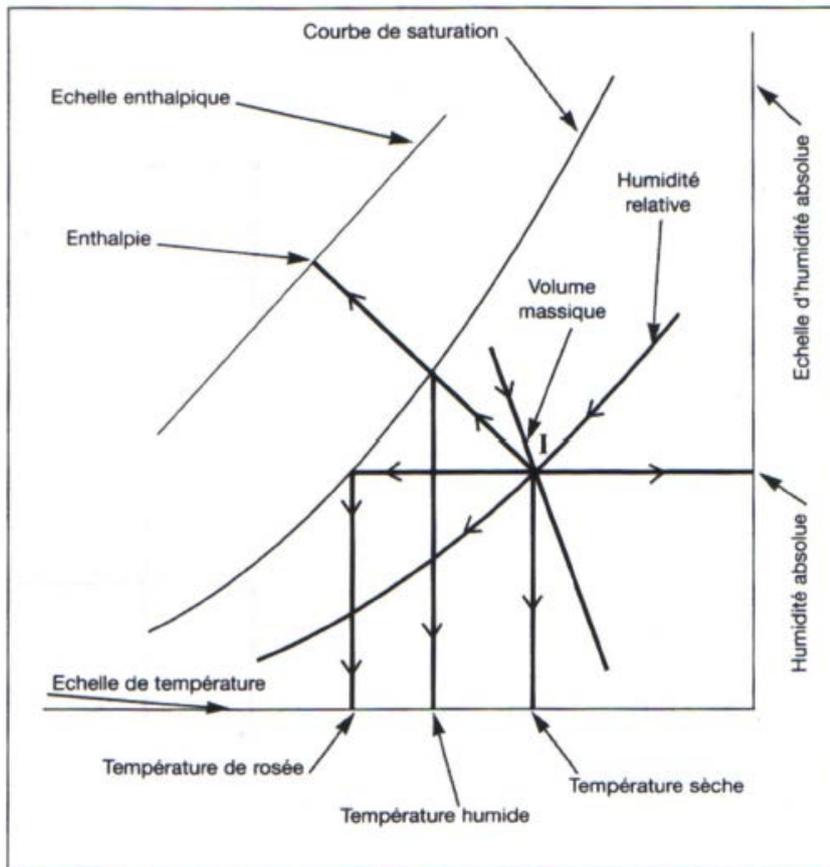


Figure VI-1-1 Schéma simplifié du diagramme de l'air humide (diagramme psychrométrique)

VI-2 PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DE L'AIR

VI-2 -1 TEMPERATURE SECHE

La température sèche est la température repérée et lue sur un thermomètre ordinaire. La lecture de cette température se fera sur l'échelle horizontale du bas du diagramme psychrométrique et s'exprime en degrés Celsius (°C). Toute droite verticale sur le diagramme psychrométrique représente une transformation isotherme.

VI-2 -2 TEMPERATURE DE ROSEE 'T_r'

La température de rosée 'T_r' est la température à laquelle l'air devient saturé par refroidissement ou bien température à laquelle s'amorce la condensation de la vapeur d'eau.

Lorsque la vapeur d'eau contenue dans l'air vient se condenser sur une surface froide, on dit que l'air a atteint sa température de rosée 'T_r'.

L'air étant alors à 100% d'humidité relative 'H_R', toutes les températures de rosée sont situées sur la courbe de saturation.

VI-2 -3 TEMPERATURE HUMIDE 'T_h'

La température bulbe humide ou température humide 'T_h' est la température indiquée par un thermomètre dit "à bulbe humide", ou psychromètre. Le procédé est le suivant : deux thermomètres sont soumis à un flux d'air forcé. Le premier indique la température de l'air de l'ambiance. Le deuxième indique la température de l'air humide ; il est entouré d'ouate humide. L'air qui entre dans l'ouate s'humidifie. Il se refroidit également puisque l'eau s'évapore et prélève la chaleur de vaporisation nécessaire dans l'air.

Sur le diagramme de l'air humide, l'air suit une transformation isenthalpique et atteint la saturation. La température humide se lit sur la courbe de saturation du diagramme. Elle s'exprime aussi en degrés Celsius.

VI-2 -4 HUMIDITE ABSOLUE 'w'

Généralement l'humidité absolue est le rapport entre la masse de vapeur d'eau M_e (en grammes) présente dans la masse M_{air} ou entre la masse de vapeur d'eau contenue dans 1 kg d'air sec, en abrégé g_{eau}/kg_{air} sec. Les valeurs d'humidité absolue sont données sur les ordonnées du diagramme de l'air humide.

Dans le système d'unités SI, on utilisera le kg_{eau}/kg_{air-sec}. Comme symbole, les lettres "x", ou "w", ou "r" sont généralement utilisées.

$$w = M_e / M_{air} \tag{VI-1}$$

La relation entre l'humidité absolue et la fraction molaire de vapeur d'eau ' y_e ' est :

$$y_e = w / (w + \alpha) \quad (VI-2)$$

ou α est le rapport entre la masse molaire de l'eau \mathcal{M}_e et celle de l'air \mathcal{M}_{air} :

$$\alpha = \mathcal{M}_e / \mathcal{M}_{air} = 18 / 29 = 0,62 \quad (VI-3)$$

VI-2 -5 HUMIDITE RELATIVE ' H_R ' ou ' ϕ ' ou ' ψ '

L'humidité relative d'un air ' H_R ' est le rapport entre la pression partielle de vapeur d'eau " P_{v-eau} " et la pression de saturation de la vapeur d'eau " P_{vs-eau} " qui est égal aussi au rapport entre sa fraction molaire de vapeur d'eau ' y_e ' et la fraction molaire de vapeur d'eau à saturation ' y_e^{eq} ' (ou fraction effective). Le symbole représentatif est souvent ϕ ou ψ , on utilisera le premier :

$$\phi = P_{v-eau} / P_{vs-eau} = y_e / y_e^{eq} \quad (VI-4)$$

Pour simplification on notera ' P_{v-eau} ' par ' P_e ' et ' P_{vs-eau} ' par ' P_{e-s} '

$$\phi = P_e / P_{e-s} = y_e / y_e^{eq} \quad (VI-5)$$

Remarque :

L'humidité relative est de 100% lorsque l'air est saturé ce que ni veut pas dire que cet air est constitué à 100% de vapeur d'eau

La relation entre humidité relative et humidité absolue est :

$$\phi = (P / P_{e-s}) \times [w / (w + \alpha)] \quad (VI-6)$$

VI-2 -6 PRESSION PARTIELLE DE VAPEUR D'EAU

La pression partielle de vapeur d'eau est donnée par :

$$P_e = P \times y_e = P \times [w / (w + \alpha)] \quad (VI-7)$$

VI-2 -7 PRESSION DE SATURATION DE LA VAPEUR D'EAU

La pression de saturation de l'eau en fonction de La pression de l'air P est:

$$P_{e-s}(T) = P \times y_e^{eq} \quad (VI-8)$$

VI-2 -8 ENTHALPIE SPECIFIQUE DE L'AIR HUMIDE

L'enthalpie spécifique (massique) de l'air humide représente la quantité de chaleur contenue dans celui-ci et dont la masse d'air sec est de 1 kg. C'est donc la somme de la chaleur sensible de l'air (liée à la température de l'air) et de la chaleur latente de l'eau (liée à l'énergie de la vapeur d'eau qu'il contient).

Cette enthalpie est relevée sur l'échelle oblique située dans la courbe de saturation du diagramme de l'air humide. Elle se déplace suivant la même droite que la température humide. Elle s'exprime en kJ/kg d'air sec.

L'enthalpie d'un air humide est la somme des enthalpies de ses deux constituants : air et vapeur d'eau. Rapportée à la masse d'air sec qu'il contient, elle se calcule donc par :

$$h(T,P,w) = h_{\text{air}}(T,P) + w \times h_{\text{e-v}}(T,P) \quad (\text{VI-9})$$

avec

$h_{\text{air}}(T,P)$ = enthalpie spécifique (massique) de l'air pur à T et P

$h_{\text{e-v}}(T,P)$ = enthalpie spécifique (massique) de l'eau pur à T et P

Pour déterminer ces enthalpies, il faut choisir des états de référence pour chacun des constituants du mélange. On pourrait utiliser l'état standard (gaz parfait pur sous 1 bar), mais pour les applications liées à l'air humide, on préfère utiliser les états de référence suivants :

- pour l'eau, on fixe l'enthalpie du liquide $h_{\text{e-liq}} = 0$ à $T_0 = 0^\circ\text{C} = 273,15 \text{ K}$
- pour l'air, on fixe l'enthalpie à l'état gaz nulle à $h_{\text{air-g}} = 0$ à $T_0 = 0^\circ\text{C} = 273,15 \text{ K}$

Avec ces considérations (conventions) :

l'enthalpie de l'air sec à la température T est donnée par:

$$h_{\text{air}}(T,P) = C_{p\text{-air}} \times (T - T_0) \quad (\text{VI-10})$$

et l'enthalpie de la vapeur d'eau peut être déterminée par l'une des deux équations équivalentes suivantes :

$$h_{\text{e-v}}(T,P) = (C_{p\text{-e}})^{\text{liq}} \times (T - T_0) + \Delta h_{\text{e}}^{(v\text{-liq})}(T) \quad (\text{VI-11})$$

ou

$$h_{e-v}(T,P) = (C_{p-e})^v \times (T-T_0) + \Delta h_e^{(v-liq)}(T_0) \quad (VI-12)$$

L'enthalpie d'un air humide est donc :

$$h(T,P,w) = C_{p-air} \times (T-T_0) + w \times [(C_{p-e})^{liq} \times (T-T_0) + \Delta h_e^{(v-liq)}(T)] \quad (VI-13)$$

ou

$$h(T,P,w) = C_{p-air} \times (T-T_0) + w \times [(C_{p-e})^v \times (T-T_0) + \Delta h_e^{(v-liq)}(T_0)] \quad (VI-14)$$

Pour simplicité, ces expressions sont obtenues en supposant que les capacités calorifiques sont indépendantes de la température, ce qui n'est justifié que sur de petits intervalles de température (T proche de T₀).

VI-3 CENTRALE DE TRAITEMENT D'AIR

VI-3-1 INTRODUCTION

Une centrale de traitement ou de conditionnement d'air ou installation de chauffage et de climatisation d'air sert à transformer l'état de l'air dans les conditions désirées par l'utilisateur à savoir refroidir l'air ambiant chaud en été (ou les journées chaudes) ou inversement chauffer l'air ambiant froid en hiver (ou les journées froides) pour l'amener aux conditions de confort celui-ci.

Pour les conditions de confort de l'être humain la température supportable est aux environs de 25 °C en été (ou journées chaudes) et aux environ de 19 °C en hiver (ou journées froides) et l'humidité relative d'environ 30% en hiver et 60% en été.

Remarque : Quoi que le mot 'climatisation' signifie le conditionnement d'air en le chauffant ou en le refroidissant jusqu'aux conditions de confort désirées et que les climatiseurs actuels peuvent assurer ces deux modes, dans le langage courant on a tendance de parler de climatisation ou de climatiseur lorsqu'il s'agit de refroidir l'air et inversement de chauffage lorsqu'il s'agit de chauffer l'air. Dans cet ouvrage on retiendra cette dernière définition.

VI-3-2 DESCRIPTION D'UNE CENTRALE DE TRAITEMENT D'AIR

Comme décrite précédemment, une centrale à air est une installation qui peut assurer soit le chauffage ou la climatisation (refroidissement) d'air de l'état ambiant à l'état de température de confort de l'utilisateur. Et donc son fonctionnement, qui dépend des conditions climatiques, sera en mode de chauffage par journées froides ou en mode de

climatisation par journées chaudes. Un schéma général simplifié d'une telle installation est représenté sur la figure VI-2.

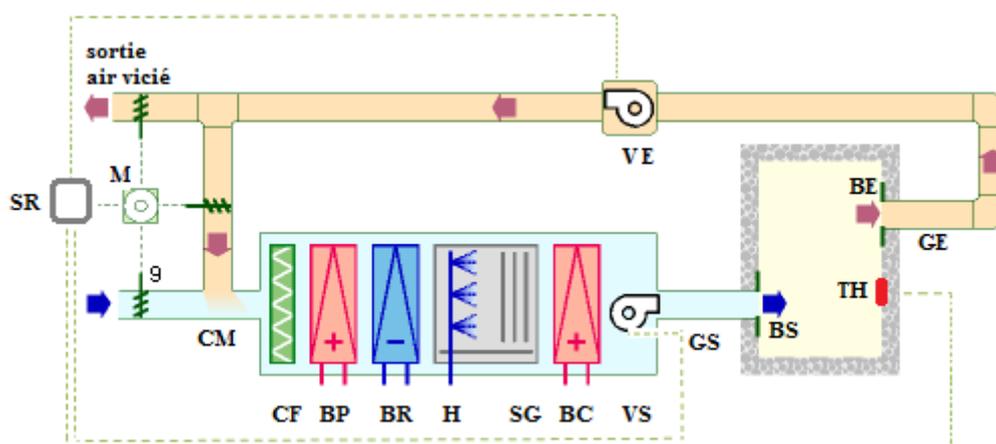


Figure VI-2. Schéma général simplifié d'une centrale à air

VI-3-3 LES CONSTITUANTS D'UNE CENTRALE A AIR

Comme on peut voir sur la figure VI-2, une centrale à air est principalement composée des éléments suivants, dont certains ne sont en service que pendant le mode de fonctionnement correspondant (chauffage ou refroidissement) :

CM : caisson de mélange : il sert au mélange de l'air recyclé provenant de l'enceinte à chauffer ou à refroidir et de l'air neuf de renouvellement (taux de renouvellement horaire de l'ordre de 0,3/h) provenant de l'extérieur.

CF : caisson de filtration : La filtration permet de retenir les particules indésirables (poussière et autre particules solides) au fonctionnement des différents constituants d'une centrale de conditionnement de l'air et à l'être humain.

BP : préchauffeur : Le récupérateur est utilisé pour restituer de la chaleur à l'air neuf en guise de préchauffage.

BR : batterie de refroidissement (ou batterie froide) ou refroidisseur : La batterie permet de transférer la puissance entre le réseau d'eau et l'air qui se refroidit en traversant la batterie de confort de l'être humain à une température de l'ordre de 25°C en été

H : humidificateur : il permet d'augmenter l'humidité relative d'air trop sec à une valeur de confort d'environ 30% en hiver et 60% en été.

SG : séparateur de gouttelettes : il sert à débarrasser l'air des gouttelettes qu'il contient et indésirables au fonctionnement des différents constituants d'une centrale de conditionnement de l'air et à l'être humain.

BC : batterie de post-chauffage (ou batterie chaude) ou post-chauffeur : son rôle est de chauffer l'air aux conditions de confort de l'être humain à une température de l'ordre de 19 °C en hiver.

VS : ventilateur : son but est d'aspirer l'air recyclé et l'air ambiant pour le souffler vers l'enceinte à chauffer ou à refroidir, en passant par les des différents constituants d'une centrale de conditionnement de l'air.

VE : ventilateur : son Rolle est d'aspirer l'air de l'enceinte à chauffer ou à refroidir, per la bouche d'extraction pour l'envoyer en partie vers l'atmosphère et en partie pour être mélanger avec de l'air neuf puis envoyé à travers les des différents constituants vers l'enceinte à chauffer ou à refroidir.

M : clapet de réglage et de mélange : il sert à régler le mélange de l'air recyclé provenant de l'enceinte à chauffer ou à refroidir et de l'air neuf provenant de l'extérieur.

GS et GE : gaines de passage, de soufflage et d'extraction de l'air : ce sont les conduites d'aspiration de l'air frais et de l'air recyclé provenant de l'enceinte et de renvoie du mélange vers les bouches d'admission vers l'enceinte (une ou plusieurs) d'utilisation.

BS et BE : bouches de soufflage et d'extraction de l'air : ce sont des ouvertures prévues au niveau du haut des murs ou plafonds pour l'admission de l'air conditionné et au niveau du bas des murs ou des parquets pour l'extraction et le renvoie de l'air de l'enceinte en petite partie vers l'atmosphère et en grande partie vers la centrale pour reconditionnée de nouveau aux conditions exigées.

SR : système de fonctionnement et de régulation : son but est la mise en marche de la centrale d'air, la sélection du mode de fonctionnement (refroidissement ou chauffage) et la régulation du mélange d'air et du fonctionnement en fonction de la température désirée.

TH : thermostat : il sert à sélectionner la température désirée de l'air et donc le mode de fonctionnement de la centrale de conditionnement d'air et de sa mise en marche.

VI-3-4 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE CENTRALE A AIR

VI-3-4-1 FONCTIONNEMENT HIVER

En hiver ou par journée froide, l'air froid extrait de l'extérieur (point 1 de la figure VI-2) mélangé à l'air de recyclage provenant de l'enceinte à chauffer (10) dans le caisson à mélange 'CM' est filtré par le caisson de filtration 'CF'. Le mélange d'air est ensuite préchauffé (3) dans le préchauffeur 'P' puis enrichi d'eau (humidifié) (5) par l'humidificateur 'H'. L'air est ensuite débarrassé des gouttelettes d'eau (6) dans le séparateur 'S' puis

finaleme nt chauffé d'avantage (7) jusqu'à la température désirée par la batterie de post-chauffage (ou batterie chaude) ou post-chauffeur 'BC' pour être envoyé par le ventilateur 'V' dans l'enceint à chauffer (9).

Dans ce mode de fonctionnement la batterie de refroidissement (ou batterie froide) ou refroidisseur 'BR' n'est pas en service.

VI-3-4-2 FONCTIONNEMENT ETE

En été ou par journée chaude, le principe de fonctionnement de la centrale d'air est pratiquement identique au cas précédent avec les différences essentielles suivantes :

- la batterie de refroidissement (ou batterie froide) ou refroidisseur 'BR' est en service
- le préchauffeur 'P' et la batterie de post-chauffage (ou batterie chaude) ou post-chauffeur 'BC' sont hors service

VI-4- EXERCICES RESOLUS

VI-4-1 EXERCICE 1:

On mesure dans l'air ambiant (1atm, 25°C) une *humidité relative* de 65%. La pression de saturation de l'eau, en fonction de la température, est donnée par :

$$\ln P_e^{(s)}(T) = 23,1964 - 3816,44/(T - 46,13)$$

Avec T en K et $P_e^{(s)}(T)$ en Pa

Masse molaire de l'eau $\mathcal{M}_e = 18$ g/mole et de l'air $\mathcal{M}_{air} = 29$ g/mole

Calculez :

- 1- La pression de saturation de l'eau
- 2- La fraction molaire en vapeur d'eau dans cet air
- 3- La fraction molaire effective de vapeur d'eau dans l'air
- 4- L'humidité absolue

SOLUTION

- 1- La pression de saturation de l'eau

$$\begin{aligned} \ln P_{e-s}(T) &= 23,1964 - 3816,44/(T - 46,13) \\ &= 23,1964 - 3816,44/[(25 + 273) - 46,13] \\ &= \mathbf{8,05} \end{aligned}$$

Ce qui donne la pression de saturation de la vapeur d'eau:

$$\begin{aligned} P_{e-s}(T) &= P \times y_e^{eq} = e^{8,05} \\ &= \mathbf{3143 Pa} \end{aligned}$$

2- La fraction molaire de vapeur d'eau à saturation :

$$y_e^{eq} = P_{e-s}(T) / P = 3143 / 101325$$

$$= \mathbf{0,031}$$

3- La fraction molaire effective de vapeur d'eau dans l'air est :

$$y_e = y_e^{eq} \times \Phi = 0,031 \times 0,65$$

$$= \mathbf{0,02015}$$

4- L'humidité absolue est donc

$$w = M_e / M_{air} = y_e \times \mathcal{M}_e / [(1 - y_e) \times \mathcal{M}_{air}]$$

$$= 0,02015 \times 18 / [(1 - 0,02015) \times 29]$$

$$= \mathbf{0,01276 \text{ Kgeau/Kgair}}$$

ou directement de la relation entre l'humidité absolue et la fraction molaire de vapeur d'eau 'y_e' :

$$y_e = w / (w + \alpha)$$

avec

$$\alpha = \mathcal{M}_e / \mathcal{M}_{air} = 18 / 29 = 0,62$$

$$w = \alpha y_e / (1 - y_e) = 0,62 \times 0,02015 / (1 - 0,02015)$$

$$w = \mathbf{0,01275 \text{ Kgeau/Kgair}}$$

VI-4-2 EXERCICE 2:

De l'air à pression atmosphérique, de température 40°C et de 65% d'humidité relative est progressivement refroidi. La pression de saturation de l'eau, en fonction de la température, est donnée par :

$$\ln P_e^{(s)}(T) = 23,1964 - 3816,44 / (T - 46,13)$$

Avec T en K et P_e^(s)(T) en Pa

Masse molaire de l'eau $\mathcal{M}_e = 18 \text{ g/mole}$ et de l'air $\mathcal{M}_{air} = 29 \text{ g/mole}$

Calculez :

- 1- La pression de saturation de l'eau
- 2- La fraction molaire en vapeur d'eau dans cet air
- 3- La fraction molaire effective de vapeur d'eau dans l'air
- 4- La température de rosée

SOLUTION

1- La pression de saturation de l'eau

$$\begin{aligned} \ln P_{e-s}(T) &= 23,1964 - 3816,44/(T - 46,13) \\ &= 23,1964 - 3816,44/[(40 + 273) - 46,13] \\ &= \mathbf{8,9} \end{aligned}$$

Ce qui donne la pression de saturation de la vapeur d'eau:

$$\begin{aligned} P_{e-s}(T) &= P \times y_e^{eq} = e^{8,05} \\ &= \mathbf{7359 \text{ Pa}} \end{aligned}$$

2- La fraction molaire de vapeur d'eau à saturation :

$$\begin{aligned} y_e^{eq} &= P_{e-s}(T) / P = 7359 / 101325 \\ &= \mathbf{0,0726} \end{aligned}$$

3- La fraction molaire effective de vapeur d'eau dans l'air est :

$$\begin{aligned} y_e &= y_e^{eq} \times \varphi = 0,0726 \times 0,65 \\ &= \mathbf{0,0472} \end{aligned}$$

4- La température de rosée

Pour trouver la température de rosée, il faut chercher à quelle température un air contenant une fraction molaire de vapeur d'eau y_e est saturé, c'est-à-dire la température de rosée T_r telle que :

$$\begin{aligned} P_{e-s}(T_r) &= P \times y_e = 101325 \times 0,0472 \\ &= 4783,4 \end{aligned}$$

Et donc

$$\begin{aligned} \ln P_{e-s}(T_r) &= 23,1964 - 3816,44/(T_r - 46,13) \\ \ln 4783,4 &= 23,1964 - 3816,44/(T_r - 46,13) \\ 8,4729 &= 23,1964 - 3816,44/(T_r - 46,13) \end{aligned}$$

Ce qui donne

$$\begin{aligned} T_r &= \mathbf{305,34 \text{ K}} \\ &= \mathbf{32,2 \text{ }^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

- BIBLIOGRAPHIE -

- [1] H. I. H SARAVANAMUTTOO, G. F. C. ROGERS, H. COHEN, P. V. STRAZNICKY, Gas turbine theory, 6th édition, Pearson Education Limited, Prentice Hall, 2009.
- [2] Y. A. CENGEL, M. A. BOLES, Thermodynamics: An Engineering Approach, 8th Edition, McGraw-Hill Education, 2014
- [3] H. P. BLOSH, M. P. SINGH, Stem Turbines, 2^{ème} édition, McGraw Hill, USA, 2009.
- [4] R. GICQUEL, Systèmes Energétiques, tome 1 : méthodologie d'analyse, bases de thermodynamique, Thermoptim, Presses de l'Ecole des Mines de Paris, Février 2001.
- [5] R. GICQUEL, Systèmes Energétiques, tome 2 : Applications « classiques », Presses de l'Ecole des Mines de Paris, Novembre 2001.
- [6] R. GICQUEL, Activités pédagogiques avec Thermoptim : Explorations autour des diagrammes et de divers cycles, Ecole des Mines de Paris, Mai 2002.
- [7] S. L. DIXON, C. A. Hall Fluid Mechanics, thermodynamics of turbomachinery, 6th edition, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2010.
- [8] L. BOREL, D. FAVRAT, Thermodynamique et énergétique, Presses Polytechniques, 2005.
- [9] J. VIDAL, Thermodynamique, t éditions, Technip, Paris 1997.
- [10] J. P. PEREZ, Thermodynamique – Fondements et Applications, 2^{ème} édition, Mason, Paris 1996.
- [11] A. BEJAN, G. TSATSARONIS, M. MORAN, Thermal design and optimization, Wiley publishers, 1996.
- [12] M. MORAN, Availability analysis: a guide to efficient energy use, Prentice Hall, New York, 1989.
- [13] T. J. KOTAS, The exergy method of thermal plant analysis, Butterworth, London, 1985.
- [14] R. BIDARD, J. BONNIN, Energétique et turbomachines, Collection de la DER d'EDF, Eyrolles, Paris, 1979.
- [15] M. GIRAUD, J. SILET, Turbines à gaz aéronautiques et terrestres, Techniques de l'Ingénieur, Traité Mécanique et chaleur, B4.
- [16] L. VIVIER, Turbines à vapeur et à gaz, Edition Albin Michel, Paris, 1965.
- [17] J. TRAPY, Moteur à allumage commandé, Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie mécanique, BM 2540.
- [18] G. Riollet, Théorie des turbines à vapeur et à fluide compressible, Techniques de l'Ingénieur, Traité Mécanique et chaleur, BM 330-2.
- [19] J. M. MONTEIL, Centrale à cycle combiné, Théorie, performance, modularité, Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie énergétique, BE 8 905.

- [20] C. BRUNNER, Exploitation des installations de chauffage, de ventilation et de climatisation, Programme Ravet, Lausanne, Suisse, 1996
- [21] C. LEVY, Cogénération en génie climatique, Techniques de l'Ingénieur, Traité Mécanique et chaleur, BE 9 340.
- [22] J. G. CONAN, Réfrigération industrielle, Eyrolles, Paris, 1988
- [23] M. DUMINIL, Air humide, Techniques de l'Ingénieur, Traité Mécanique et chaleur, BE2.
- [24] M. DUMINIL, Machines thermofrigorifiques, Techniques de l'Ingénieur, Traité énergétique, BE 9.D.
- [25] K. RAZNJEVIC, Tables et diagrammes thermodynamiques, Birografika, Subotica, Yougoslavia, Edition Eyrolles, 1970.
- [26] <https://www.energieplus-lesite.be/>
- [27] <http://www.pennenergy.com/articles/pennenergy/2013/07/alstom-signs-supply-agreement-for-nuclear-power-projects-in-china.html>
- [28] <https://ctc.mines-paristech.fr/NavThopt/explorations/ctc/CC7cci3.html>
- [29] <https://ctc.mines-paristech.fr/NavThopt/fr/co/centrales-vapeur.html>
- [30] <https://thermodynamique.ninja/chap9>