

*Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des sciences et de la technologie
Département de génie mécanique*

Thermodynamique 2

*Cours avec exercices destinés aux étudiants du 2^{ème} année licence génie
mécanique*

Préparé par : Dr. GUERBAAI Salah

Année universitaire : 2025 - 2026

Préface

La thermodynamique joue un rôle fondamental dans la formation des étudiants des spécialités liées à l'énergie et à la thermique. Science à la fois théorique et appliquée, elle constitue le socle indispensable à la compréhension des phénomènes énergétiques qui régissent les systèmes industriels modernes, les procédés de conversion et de production d'énergie, ainsi que les technologies liées au chauffage, à la climatisation et à la réfrigération. Elle contribue activement à la conception de systèmes plus efficaces et plus durables, et la maîtrise de ses principes représente une compétence incontournable pour tout ingénieur évoluant dans le domaine de l'énergie.

Ce travail a été réalisé dans le but d'accompagner les étudiants et les futurs ingénieurs dans l'acquisition progressive et structurée des concepts fondamentaux de la thermodynamique. Il vise à asseoir une compréhension solide des bases théoriques tout en mettant en lumière les applications pratiques, qui permettent de donner tout son sens aux lois physiques qui gouvernent les systèmes réels.

Une attention particulière a été portée à la clarté des explications et à la progression pédagogique, soutenues par des schémas illustratifs et des exercices résolus, afin de faciliter l'assimilation des notions et de développer la capacité d'analyse et de modélisation chez l'apprenant.

Le contenu de ce document couvre les axes majeurs de la thermodynamique classique : les concepts fondamentaux de système, d'état et de transformation ; les propriétés des fluides purs et des mélanges ; les deux principes fondamentaux de la thermodynamique et leurs applications aux machines thermiques, aux cycles frigorifiques et aux systèmes ouverts.

Ce document est destiné en priorité aux étudiants de deuxième année de licence en génie mécanique, et constitue également une référence utile pour les étudiants de licence et de master en génie énergétique.

Enfin, ce travail n'aura de valeur réelle que par l'investissement et la persévérance de ceux qui en feront usage. Puisse-t-il contribuer à former des ingénieurs compétents et engagés dans les défis énergétiques de demain.

L'auteur

Contenu

1	NOTIONS FONDAMENTALES	1
1.1	Définitions :	1
1.1.1	Thermodynamique	1
1.1.2	Systèmes thermodynamiques :	1
1.1.3	Fonction d'état	1
1.1.4	Equation d'état.....	2
1.1.5	Système en équilibre	2
1.1.6	Transformation thermodynamiques:	2
1.1.7	Représentation graphique des différentes Transformations fondamentales:	2
1.1.8	Convention de signe :	3
1.1.9	Travail W.....	3
1.1.10	Quantité de chaleur Q	4
1.2	Le premier principe de la thermodynamique	4
1.2.1	Variation de l'énergie interne ΔU	4
1.3	Le deuxième principe de la thermodynamique	5
1.3.1	Variation d'entropie des les liquides et des solides	6
1.3.2	Variation d'entropie des gaz parfaits	7
1.4	Exercices	8
1.5	Réponses aux exercices	11
2	PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DES SUBSTANCES PURES.....	21
2.1	Définition d'une substance pure:	21
2.2	Equilibre des phases vapeur-liquide-solide.....	21
2.3	Propriétés des diagrammes des processus de changement de phase.....	22
2.3.1	Diagramme T-v	22
2.3.2	Diagramme P-v	23
	Construction du diagramme.....	23
2.3.3	Extension des diagrammes pour inclure la phase solide	24
-	La ligne triple	24
-	Les régions de mélange	24
2.3.4	Diagramme P-T	26
2.3.5	Diagramme Entropique :	27
2.3.6	Diagramme Enthalpique :	27
2.3.7	Diagramme de Mollier.....	28

2.4	Tables des propriétés thermodynamiques	28
2.4.1	Tables de vapeur	28
2.4.2	Tables de la vapeur surchauffée	30
2.4.3	Liquide comprimé.....	31
2.4.4	Mélange liquide –vapeur.....	31
2.5	Equations d'état	33
2.5.1	Le comportement P - v - T des gaz de faible densités	33
2.5.2	Autres équations d'état.....	35
2.6	Exercices	37
2.7	Réponses aux exercices.....	38
3	THERMODYNAMIQUE DES VAPEURS ET DE L'AIR HUMIDE	42
3.1	Introduction.....	42
3.2	Air atmosphère et air sec	42
3.3	Humidité spécifique et humidité relative de l'air :.....	42
3.4	Température de rosé :.....	44
3.5	Processus de saturation adiabatique et température de bulbe humide	45
3.5.1	Bilan massique.....	47
3.5.2	Bilan énergétique :	47
3.6	Températures de bulbe humide et de bulbe sec et le graphique psychrométrique	49
3.7	Exercices	50
3.8	Solutions des exercices.....	51
4	COMPRESSION DES GAZ	57
4.1	Définition	57
4.2	Compression polytropique réversible d'un gaz parfait	58
4.3	Classification des machines de compression	59
4.4	Compresseurs volumétriques :.....	59
4-4-1	Compresseur alternatif à pistons	60
4-4-2	Compresseur rotatifs.....	63
4-4-3	Bilan énergétique	69
4.5	Turbocompresseurs (compresseurs dynamiques)	74
4.6	Exercices	77
4.7	Correction des exercices	80
5	DETENTE DES GAZ.....	91
5.1	Définition :	91

5.2	Détente de joule-Thomson (Procédé isenthalpique)	91
5.3	Procédé isentropique :	97
5.4	Procédé à U constante :	100
5.5	Rendement isentropique d'une turbine.....	101
5.6	Exercices :	102
5.7	Réponses aux exercices	103
6	CYCLES MOTEURS	107
6.1	Introduction.....	107
6.2	Cycle de Carnot :	107
6.2.1	Bilan énergétique pour chaque transformation	108
6.2.2	Rendement du cycle de Carnot	109
6.3	Cycle Otto	109
6.3.1	Bilan énergétique pour chaque transformation	110
6.3.2	Travail total (net) du cycle.....	110
6.3.3	Rendement thermique du cycle Otto.....	110
6.4	Cycle Diesel.....	111
6.4.1	Composition du cycle et bilan énergétique.....	111
6.4.2	Travail total du cycle.....	112
6.4.3	Rendement du cycle Diesel	112
6.5	Cycle de Brayton.....	112
6.5.1	Composition du cycle et bilan énergétique.....	113
6.5.2	Travail total du cycle.....	114
6.5.3	Rendement du cycle de Brayton	114
6.6	Turbine à vapeur	115
6.6.1	Définition :	115
6.6.2	Principe de fonctionnement :	115
6.6.3	Calculs sur les turbines à vapeur	115
6.7	Cycle de Rankine.....	117
6.7.1	Définition :	117
6.7.2	Description des transformations:.....	118
6.7.3	Equations pour chaque composant:	118
6.7.4	Rendement thermique du cycle:	119
6.8	Cycle à resurchauffe	119
6.9	Cycle à soutirage.....	121

6.10	Cogénération	122
6.11	Exercices	122
6.12	Réponse aux exercices	125
7	CYCLES FRIGORIFIQUES.....	134
7.1	Généralités sur la réfrigération	134
7.2	Cycle de réfrigération à gaz	134
7.3	Cycle de réfrigération par compression de vapeur	135
7.4	Fluides frigorigènes	136
7.5	Charge thermique d'une chambre froide.....	138
7.6	Cycles à deux étages de compression	138
7.7	Cycles de réfrigération en cascade.....	139
7.8	Exercices	140
7.9	Réponses aux exercices	143
	Références bibliographiques	143
	Annexe.....	151

Nomenclature

C	Chaleur spécifique	$kJ/kg.K$
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	$kJ/kg.K$
C_v	Chaleur spécifique à volume constant	$kJ/kg.K$
COP	Coefficient de performance	
h	Enthalpie spécifique	kJ/kg
k	Exposant polytropique	
m	masse	kg
$\dot{m}$	Débit massique	Kg/s
M	Masse molaire	$Kg/kmol$
n	Nombre de moles	$kmol$
P	Pression	kPa
P_{cr}	Pression critique	kPa
P_R	Pression réduite	kPa
P_v	Pression de la vapeur	
Q	Quantité de chaleur	kJ/kg
Q_H	Quantité de chaleur avec haute température	kJ/kg
Q_L	Quantité de chaleur avec basse température	kJ/kg
r	Rapport de compression	
R	Constante des gaz parfait	$kJ/kg.K$
s	Entropie spécifique	$kJ/kg.K$
T	Température	$^{\circ}C$ ou K
T_{cr}	Température critique	K
T_H	Température du milieu chaud	$^{\circ}C$ ou K
T_L	Température du milieu froid	$^{\circ}C$ ou K
T_{dp}	Température de rosé (Dew Point Temperature)	$^{\circ}C$ ou K
T_{wb}	Température du thermomètre moillé (Wet-Bulb Temperature)	
u	Energie interne spécifique	kJ/kg
v	Volume spécifique	m^3/kg
V	volume	m^3
W	travail	kJ/kg
$\dot{W}$	puissance	kW
x	Titre d'un mélange vapeur, liquide	
z	Facteur de compressibilité	

Lettre grecque :

η_{th}	Rendement thermique	
μ_{JT}	Coefficient de Joule Thomson	K/kPa
ϕ	Humidité relative	
ω	Humidité absolue	$Kg H_2O/kg d'air sec$
γ	Exposant isentropique	

Indices

a	air	ext	Exterieur
i	Etat initial	sat	saturation
f	Etat final	g	Etat vapeur saturée
f	Etat liquid saturé	fg	Difference entre état vapeur saturée et liquide saturé

Liste des figures

Figure 1-1	Exemple d'un système thermodynamique simple
Figure 1-2	Transformation d'un système d'un état initial à un état final
Figure 1-3	Evolution des différentes transformations fondamentales sur un diagramme P,v
Figure 1-4	Système piston cylindre
Figure 1-5	Un moteur thermique qui viole l'énoncé de Kelvin-Planck de la deuxième loi
Figure 1-6	Un réfrigérateur en contradiction avec l'énoncé de Clausius du second principe de la thermodynamique.
Figure 2-1	Les différents phases de l'eau
Figure 2-2	Diagramme T-v pour un procédé de chauffage de l'eau à pression constante
Figure 2-3	Variation de la pression de saturation de l'eau en fonction de sa température de saturation
Figure 2-4	Diagramme T-s d'une substance pure
Figure 2-5	Variation de la pression par changement du poids du piston
Figure 2-6	Diagramme P-v d'une substance pure
Figure 2-7	Diagramme P-v pour une substance qui se contracte lors de la congélation
Figure 2-8	Diagramme P-v pour une substance qui se dilate lors de la congélation
Figure 2-9	Surface P-v-T pour les substances qui subissent une contraction (a) ou une détente (b) lors de sa congélation
Figure 2-10	Diagramme P-T d'une substance pure
Figure 2-11	Les différents changements de phase d'une substance pure
Figure 2-12	Diagramme entropique T-s d'une substance pure
Figure 2-13	Diagramme Enthalpique P-h d'une substance pure
Figure 2-14	Diagramme de Mollier
Figure 2-15	Titre du mélange
Figure 2-16	Diagramme T-v de l'eau
Figure 2-17	Comparaison des facteurs Z pour différents gaz
Figure 3-1	Refroidissement de l'air humide à pression constante et la température de rosée
Figure 3-2	Chambre de saturation adiabatique
Figure 3-3	Présentation du processus de saturation adiabatique sur un diagramme T-s
Figure 3-4	Appareil pour la mesure des températures de bulbe sec et humide
Figure 3-5	Schéma d'un diagramme psychométrique
Figure 4-1	Exemple d'un processus polytropique
Figure 4-2	Le processus polytropique sur un diagramme P-v et T-s
Figure 4-3	Les différents types de compresseurs volumétriques
Figure 4-4	Les différents composants d'un compresseur à piston
Figure 4-5	Compresseur à piston à barillet : Principe de fonctionnement (Source techniques de l'ingénieur)
Figure 4-5	Compresseur à deux pistons
Figure 4-7	Principe de fonctionnement d'un compresseur à piston
Figure 4-8	Différents types de compresseur à piston
Figure 4-9	Compresseur à palettes
Figure 4-19	Principe de fonctionnement d'un compresseur à palettes

Figure 4-11	Compresseurs à spirales et principe de fonctionnement
Figure 4-12	Compresseur mono-vis et son principe de fonctionnement
Figure 4-13	Conception d'un compresseur double vis
Figure 4-14	Principe de fonctionnement d'un compresseur double vis
Figure 4-15	Principe de base de fonctionnement d'un compresseur à lobes
Figure 4-16	Diagramme théorique dans un cylindre d'un compresseur alternatif
Figure 4-17	Cycle théorique d'une machine à compression
Figure 4-18	Cycle théorique d'une machine à taux de compression fixe
Figure 4-19	Compression isentropique et compression réelle sur un diagramme $h-s$
Figure 4-20	Cycle théorique dans un cylindre de compresseur avec volume mort
Figure 4-21	Compresseur centrifuge axial
Figure 4-22	Schéma descriptif d'un compresseur centrifuge multi étage
Figure 4-23	Composition d'un turbocompresseur
Figure 5.1	Dispositif de détente du gaz
Figure. 5.2	Modèle d'un dispositif de détente d'un gaz
Figure 5.3	Courbe d'inversion sur le diagramme $T-P$ et sur le diagramme $T-s$
Figure. 5.4	Courbes d'inversion pour quelques gaz a) Néon, b) Hélium, c) Azote, d) Air, e) Hydrogène, f) gaz de Vander Waals
Figure. 5.5	Schéma d'une soupape d'étranglement (à position fermée)
Figure. 5.6	Moteur de détente à aubes
Figure. 5.7	Moteur de détente alternatif
Figure. 5.8	Schéma du dispositif utilisé pour la réalisation du processus $U=Cst$ et la représentation du processus sur un diagramme $T-S$
Figure. 5.9	Détente isentropique et détente réelle sur un diagramme $h-s$
Figure 6-1	Schéma d'une machine thermique
Figure 6-2	Cycle de Carnot sur un diagramme $P-v$ et $T-s$
Figure 6-3	Cycle Otto sur un diagramme $P-v$ et $T-s$
Figure 6-4	Cycle Diesel sur un diagramme $P-v$ et $T-s$
Figure 6-5	Représentation d'une turbine à gaz à cycle Ouvert (a) et à cycle fermé (b)
Figure 6-6	Cycle de Brayton sur un diagramme $P-v$ et $T-s$
Figure 6-7	Schéma d'une turbine à gaz ou vapeur à écoulement axial
Figure 6-8	Centrale thermique simple à vapeur fonctionnant selon le cycle de Rankine
Figure 6-9	Cycle idéal de Rankine à resurchauffe.
Figure 6-10	Cycle idéal de Rankine à soutirage
Figure 6-11	Centrale thermique à contre-pression pour district de chaleur
Figure 7-1	Cycle de réfrigération idéal de Brayton
Figure 7-2	Cycle de réfrigération idéal par compression de vapeur
Figure 7-3	Cycle de réfrigération par compression de vapeur à deux étages
Figure 7-4	Cycle de réfrigération par compression de vapeur en cascade

1 NOTIONS FONDAMENTALES

1.1 Définitions :

1.1.1 Thermodynamique

La thermodynamique est la science qui englobe l'étude des propriétés des corps ainsi que celles de tous les phénomènes faisant intervenir le travail, la chaleur et l'énergie en général.

1.1.2 Systèmes thermodynamiques :

On appelle système thermodynamique (ou système) la matière contenue dans une portion de l'Univers délimitée par une enveloppe qui en fixe le volume. L'espace qui n'appartient pas au système thermodynamique est appelé milieu extérieur. La figure (I-1) présente un exemple d'un système thermodynamique simple

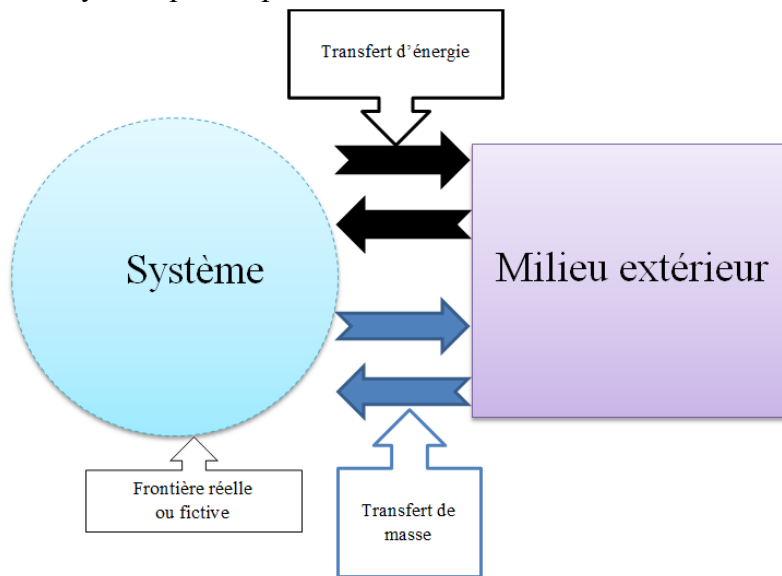


Figure I-1 Exemple d'un système thermodynamique simple

1.1.3 Fonction d'état

Considérons un état thermodynamique 1 bien défini et un autre état thermodynamique 2 également bien défini. Au cours d'une transformation, on fait appel à des grandeurs pour caractériser l'évolution (chaleur et travail échangés, variation d'énergie, etc.). Une grandeur sera une fonction d'état si sa variation entre les états 1 et 2 est indépendante du chemin suivi pour effectuer la transformation. En revanche une grandeur dont la variation dépend du chemin suivi n'est pas une fonction d'état. Mathématiquement, une fonction d'état f peut s'exprimer en fonction des variables d'état du système et sa différentielle est une différentielle exacte.

1.1.4 Equation d'état

On appelle équation d'état d'un système une équation qui relie les différentes variables d'état à l'équilibre thermodynamique. Ainsi, l'équation d'état d'une quantité déterminée d'un fluide s'écrit sous la forme :

$$f(p, V, T) = 0 \text{ ou } f(p, \rho, T) = 0$$

Pour un gaz parfait, l'équation d'état s'écrit :

$$pV = nRT = mrT \text{ ou } p = \rho rT$$

1.1.5 Système en équilibre

Un système thermodynamique est en état d'équilibre lorsque les variables d'états ($P, V, T, \dots$) ne varient pas au cours du temps.

1.1.6 Transformation thermodynamiques:

Un système peut subir des transformations et passe d'un état d'équilibre à un autre état modifiant ses variables d'état. Parmi ces transformations, quatre sont fondamentales :

- *Isochore* : transformation à volume constant.
- *Isobare* : transformation à pression constante.
- *Isotherme* : transformation à température constante
- *Adiabatique* : transformation sans échange de chaleur avec le milieu extérieur.

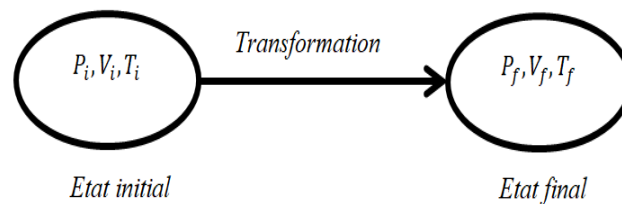


Figure 1-2 Transformation d'un système d'un état initial à un état final.

1.1.7 Représentation graphique des différentes Transformations fondamentales:

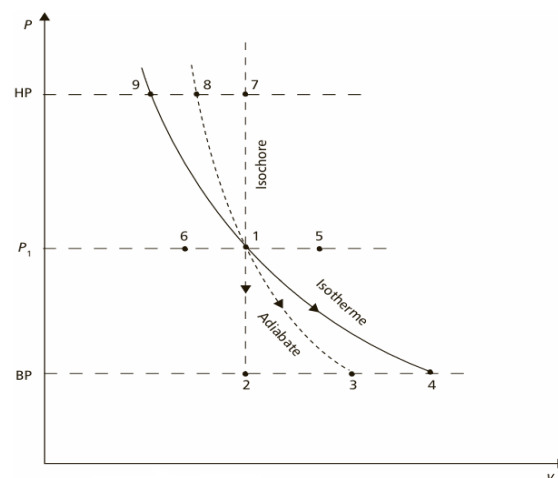


Figure 1-3 Evolution des différentes transformations fondamentales sur un diagramme P, v

Les différentes transformations fondamentales sont ci-dessous sur un diagramme de Clapeyron $P = f(v)$

1.1.8 Convention de signe :

Pour quantifier les transferts une convention de signe est utilisée. Les travaux et les quantités de chaleur sont pris positifs lorsqu'ils sont reçus par le système. À l'inverse, ils sont pris négatifs lorsque le travail est fourni et la chaleur est émise.

1.1.9 Travail W

En mécanique Le travail élémentaire d'une force est défini comme étant le produit scalaire de cette force par le déplacement par le déplacement élémentaire de son point d'application.

Soit le système piston-cylindre. F est la force extérieure agissant sur le piston.

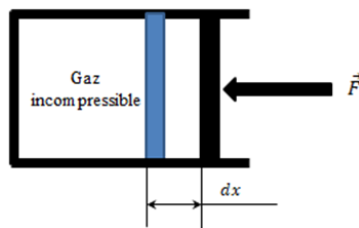


Figure 1-4 Système piston cylindre

Alors :

$$\delta W = -Fdx$$

Avec :

$$W = -P_{ext}Adx$$

P_{ext} est la pression et A est la section du piston.

Alors :

$$W = -P_{ext}dV$$

dV : Variation infinitésimale du volume du cylindre

Le signe moins indique que le travail est compté positivement lorsqu'il est reçu par le système

Pour différentes transformation le travail se calcul comme suit :

<i>Transformation</i>	<i>Travail (W)</i>
Isochore	$W = 0$
Isobare	$W = -P(V_f - V_i)$
Isotherme	$W = -nRT \ln\left(\frac{V_f}{V_i}\right)$ ou $W = -nRT \ln\left(\frac{P_i}{P_f}\right)$

adiabatique	$W = \frac{P_f V_f - P_i V_i}{\gamma - 1}$
-------------	--

1.1.10 Quantité de chaleur Q

Dans le cas des transformations réversibles, le calcul de la quantité de chaleur se calcul directement du premier principe de la thermodynamique

<i>Transformation</i>	<i>Quantité de chaleur (Q)</i>
Isochore	$Q = nC_v(T_f - T_i)$
Isobare	$Q = nC_p(T_f - T_i)$
Isotherme	$Q = nRT \ln\left(\frac{V_f}{V_i}\right)$ ou $Q = nRT \ln\left(\frac{P_i}{P_f}\right)$
adiabatique	$Q = 0$

C_v et C_p sont les capacités calorifiques molaires à volume et à pressions constantes successivement.

Avec :

$$C_p / C_v = \gamma \quad \text{et} \quad C_p - C_v = R$$

1.2 Le premier principe de la thermodynamique

Le premier principe de la thermodynamique ou principe de conservation indique que, l'énergie ne peut être ni créer ni détruite, seulement transformée ou échangée. Par exemple pour qu'un gaz puisse faire un travail, il doit perdre de l'énergie et pour en perdre ; il doit donc en contenir. On appelle cette énergie qu'il contient l'énergie interne. Il ya deux façon de changer l'énergie interne du gaz. On peut le chauffer en lui fournissant une quantité de chaleur ΔQ ou on peut le comprimer en faisant un travail ΔW sur lui.

1.2.1 Variation de l'énergie interne ΔU

Au cours d'une transformation d'un état initial à un état final, la variation de l'énergie interne est donnée par :

$$\Delta U = Q + W \quad (\text{premier principe de la thermodynamique})$$

Et pour différentes transformations fondamentales le calcul de l'énergie interne s'effectue par les relations présentées sur le tableau ci dessous

<i>Transformation</i>	<i>Variation de l'énergie interne (ΔU)</i>
Isochore	$\Delta U = Q = nC_v(T_f - T_i)$

Isobare	$\Delta U = Q + W$
Isotherme	$\Delta U = 0$
adiabatique	$\Delta U = W$

1.3 Le deuxième principe de la thermodynamique

Le premier principe de la thermodynamique énonce que l'énergie se conserve au cours d'une transformation : elle ne peut être ni créée ni détruite, mais seulement convertie d'une forme à une autre. Le second principe de la thermodynamique précise que toute transformation spontanée s'effectue dans un sens déterminé et introduit la notion de qualité de l'énergie, en plus de sa quantité.

Ainsi, une transformation thermodynamique ne peut avoir lieu que si elle respecte simultanément le premier et le second principe.

L'énoncé de Kelvin-Planck de la deuxième loi de la thermodynamique s'exprime comme suit : Il est impossible pour un dispositif fonctionnant en cycle de recevoir de la chaleur d'une seule source et de produire une quantité nette de travail. L'énoncé de Clausius s'exprime comme suit :

Il est impossible de construire un dispositif fonctionnant en cycle et ne produisant aucun autre effet que le transfert de chaleur d'un corps à basse température vers un corps à haute température.

Le second principe introduit la fonction d'état entropie S et le critère d'évolution des transformations. Pour une transformation réversible :

$$dS = \frac{\delta Q_{\text{rev}}}{T}$$

Pour toute transformation réelle (réversible ou irréversible) d'un système **isolé** :

$$\Delta S \geq 0$$

$\Delta S = 0$ pour une transformation réversible

$\Delta S > 0$ pour une transformation irréversible

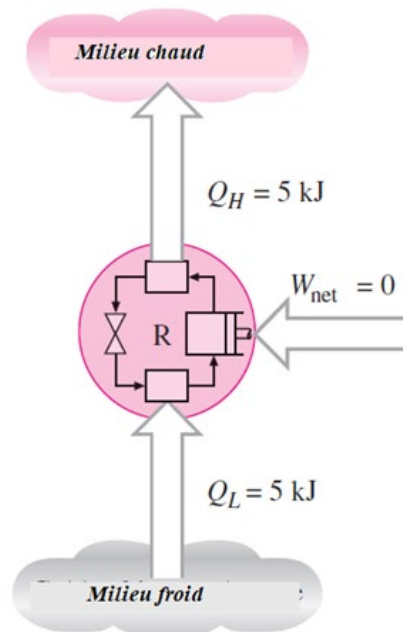


Figure 1-5 Un moteur thermique qui viole l'énoncé de Kelvin-Planck de la deuxième loi

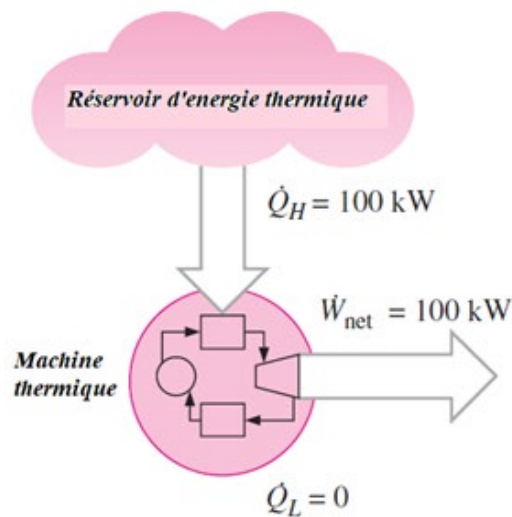


Figure 1-6 Un réfrigérateur en contradiction avec l'énoncé de Clausius du second principe de la thermodynamique.

1.3.1 Variation d'entropie des les liquides et des solides

Pour un solide ou un liquide subissant une variation de température, la variation d'entropie pour une unité de masse s'écrit

$$\Delta s = C \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)$$

$$s_2 - s_1 = C \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)$$

C : est la capacité calorifique massique

Exemple :

Un kilogramme d'eau liquide est chauffé de 20°C à 90°C. Calculer la variation d'entropie en supposant une chaleur spécifique constante.

$$s_2 - s_1 = C \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)$$

Avec :

$$C = 4,184 \text{ kJ/kgK}$$

Alors :

$$s_2 - s_1 = 4,184 \ln \left(\frac{363,2}{293,2} \right) = 0,8958$$

1.3.2 Variation d'entropie des gaz parfaits

Les relations des propriétés thermodynamiques pour l'entropie sont dérivées de la considération d'un processus réversible et conduisent aux relations de Gibbs.

$$Tds = du + Pdv$$

Pour un gaz parfait :

$$du = C_{v0}dT \quad \text{et} \quad Pv = RT$$

Alors :

$$ds = C_{v0} \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}$$
$$s_2 - s_1 = \int_1^2 C_{v0} \frac{dT}{T} + R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right)$$

De la même :

$$Tds = dh - v dP$$

Pour un gaz parfait :

$$dh = C_{p0}dT \quad \text{et} \quad Pv = RT$$

Alors :

$$ds = C_{p0} \frac{dT}{T} - R \frac{dP}{P}$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 C_{P0} \frac{dT}{T} - R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$$

Pour une chaleur spécifique constante :

$$s_2 - s_1 = C_{P0} \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$$

Ou :

$$s_2 - s_1 = C_{v0} \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) + R \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right)$$

Pour une chaleur spécifique fonction de la température :

$$s_T^0 = \int_{T_1}^{T_2} C_{P0} \frac{dT}{T} \quad (\text{entropie standard})$$

$$s_2 - s_1 = s_{T_2}^0 - s_{T_1}^0 - R \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$$

$s_{T_2}^0$ et $s_{T_1}^0$ sont déterminés à partir des tables des propriétés thermodynamiques des gaz

Exemple :

Un kilogramme d'oxygène (considéré comme un gaz parfait) est chauffé de 300 K à 1500 K. On suppose q'au cours de ce processus la pression diminue de 200 kPa à 150 kPa .

Déterminer la variation d'entropie.

En utilisant les tables des propriétés thermodynamique des gaz parfait

$$s_{T_2}^0 = 8,0649 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_{T_1}^0 = 6,4168 \text{ kJ/kgK} \quad \text{et} \quad R = \frac{8,314}{32} = 0,2598$$

Alors :

$$s_2 - s_1 = 8,0649 - 6,4168 - 0,2598 \ln \left(\frac{150}{200} \right) = 1,7228 \text{ kJ/kgK}$$

1.4 Exercices

Exercices 1 :

Une masse de 1kg d'air, assimilé à un gaz parfait diatomique, subit une compression adiabatique qui fait passer sa température de $T_1 = 293K$ à $T_2 = 333 K$. Trouver l'expression du travail nécessaire à la compression. On donne $C_{vm} = 5R/2$.

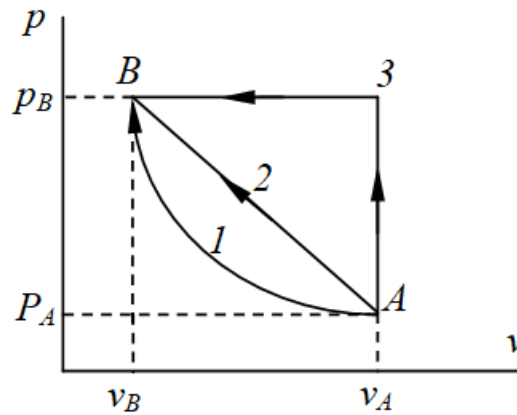
Exercice 2 :

On considère deux moles d'oxygène (gaz supposé parfait) que l'on peut faire passer réversiblement de l'état initial $A (p_A, v_A, T_A)$ à l'état final $B (p_B=3p_A, v_B, T_A)$ par trois chemins distincts :

- chemin A1B (transformation isotherme),
- chemin A2B (représenté par une droite dans le diagramme (p, v)),
- chemin A3B (voir la figure).

Calculer les travaux et les quantités de chaleur mises en jeu, durant ces trois transformations, en fonction de R et T .

(Application numérique : $T=300K$, $R=25/3 \text{ S.I.}$).



Exercice 3 :

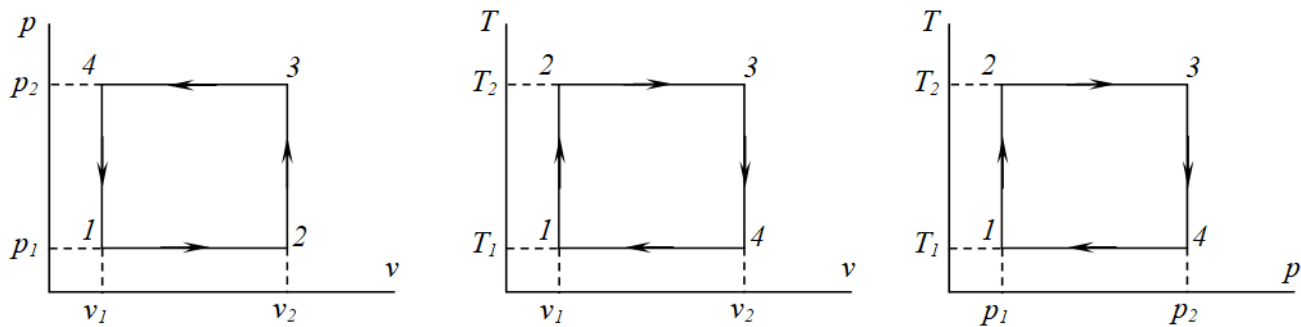
L'état initial d'une mole de gaz parfait est caractérisé par $p_0=2.10^5 \text{ pascals}$, $v_0=14 \text{ litres}$. On fait subir successivement à ce gaz :

- une détente isobare qui double son volume,
 - une compression isotherme, qui le ramène à son volume initial,
 - un refroidissement isochore, qui le ramène à l'état initial (p_0, v_0) .
- a) A quelle température s'effectue la compression isotherme ? En déduire la pression maximale atteinte. Représenter le cycle de transformation dans le diagramme (p, v) .
b) Calculer le travail et la quantité de chaleur échangés par le système au cours du cycle.
On donne : constante des gaz parfait $R=8.32 \text{ J. K}^{-1}$.

Exercice 4 :

On considère les trois transformations cycliques réversibles d'une mole de gaz parfait, représentées par un rectangle :

- sur le diagramme de Clapeyron (p, v) ,
- sur le diagramme (T, v) ,
- sur le diagramme (T, p) .



- Calculer dans chaque cas le travail et la quantité de chaleur échangés au cours de chaque transformation $1 \rightarrow 2$, $2 \rightarrow 3$, $3 \rightarrow 4$, $4 \rightarrow 1$ et du cycle entier, entre le système gazeux et le milieu extérieur, en fonction de γ et des coordonnées indiquées dans chacun des diagrammes.
- Vérifier le principe d'équivalence.

Exercice 5 :

On chauffe un récipient contenant 6g d'Hydrogène (gaz supposé parfait) dont la température s'élève de 15°C à 30°C . Calculer :

- la variation d'énergie interne du gaz au cours de cet échauffement,
- la quantité de chaleur reçue par le gaz, si ce dernier a fourni un travail de 264 J .

On donne :

$$R = 8.32 \text{ S.I.}, \quad \gamma = 1.4$$

Exercice 6 :

Une masse d'air (assimilé à un gaz parfait) $m = 122 \text{ g}$ occupe un volume $V_0 = 100 \text{ l}$ la pression atmosphérique $p_0 = 1 \text{ atm}$ et à la température $T_0 = 15^\circ\text{C}$. On la comprime par une opération réversible jusqu'à une pression $p_1 = 20 \text{ atm}$.

- En supposant que, pendant cette compression, la température du gaz soit maintenue constante, calculer le travail échangé pour effectuer la compression. Calculer la variation d'énergie interne et la quantité de chaleur échangée pendant cette compression.
- En supposant que la compression soit faite de manière adiabatique, calculer le volume final et la température finale de l'air. Calculer le travail échangé, montrer qu'il s'exprime en fonction des températures finale et initiale. Retrouver ce résultat par la considération de l'énergie interne.
- On comprime adiabatiquement le gaz, en partant du même état initial, jusqu'à une pression p' , puis on le laisse refroidir sans changer son volume jusqu'à la température ambiante T_0 . On veut, après refroidissement, obtenir de l'air à la pression $p_1 = 20 \text{ atm}$.

Calculer la pression p' , le travail échangé au cours de la compression adiabatique, ainsi que la chaleur échangée pendant le refroidissement.

On donne : , $\gamma=1.4$, $C_v=0.18 \text{ cal.g}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Exercice 7 :

On considère la transformation quelconque d'une mole de diazote, gaz parfait diatomique, entre les deux états (p_i, T_i) , (p_f, T_f) .

1. Quelle est la variation d'entropie ΔS du gaz au cours de cette évolution ?
2. On suppose que l'évolution du gaz suit la loi de Laplace $T.V^{\gamma-1}=Cte$ avec $\gamma=C_p/C_v$. Calculer la variation d'entropie du gaz ainsi que la chaleur reçue.
3. Ce gaz subit une compression adiabatique réversible de l'état initial $(p_i=1 \text{ bar}$, $T_i=273 \text{ K})$ à l'état final $(p_f=10 \text{ bars})$. Trouver T_f , la variation d'énergie interne ΔU et le travail reçu W .

1.5 Réponses aux exercices

Exercice 1

Pour une transformation adiabatique : $Q = 0$

Le premier principe de la thermodynamique donne :

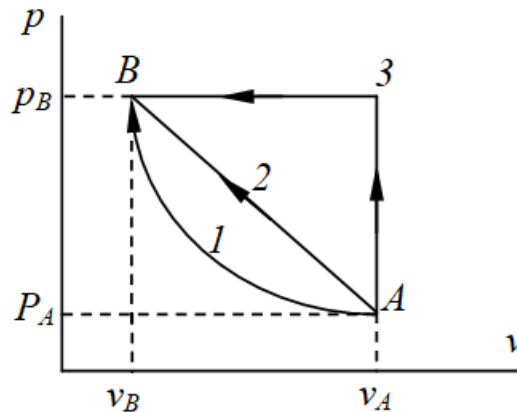
$$\Delta U = W = mC_{vm}(T_2 - T_1)$$

Avec $m = 1 \text{ kg}$, $T_2 = 333 \text{ K}$, $T_1 = 293 \text{ K}$, $C_{vm} = \frac{5R}{2} = 717 \text{ J/kgK}$

$$\Delta U = 28680 \text{ J} = 2,87 \times 10^4 \text{ J}$$

$$W = 28,7 \text{ kJ}$$

Exercice 2



- Chemin A1B : Transformation isotherme :

$$Q = -W = -nRT_A \ln \frac{v_A}{v_B}$$

Avec :

$$\frac{v_A}{v_B} = \frac{p_B}{p_A} = 3$$

$$W = nRT_A \ln 3$$

$$Q = -nRT_A \ln 3$$

A.N.

$$W = 2 \times \frac{25}{3} \times 300 \times \ln 3 = 5893,06 \text{ J}$$

$$Q = -5893,06 \text{ J}$$

- Chemin A2B : (représenté par une droite dans le diagramme (p, v)):
Le travail est l'aire formée au dessous de la droite

$$W = P_A(v_A - v_B) + \frac{1}{2}(v_A - v_B)(P_B - P_A)$$

$$W = \frac{1}{2}(v_A - v_B)(P_A + P_B)$$

$$W = \frac{1}{2}v_A P_A \left(1 - \frac{v_B}{v_A}\right) \left(1 + \frac{P_B}{P_A}\right) = \frac{1}{2}nRT_A \left(1 - \frac{1}{3}\right)(1 + 3)$$

$$W = \frac{4}{3}nRT_A$$

$$Q = -W = -\frac{4}{3}nRT_A$$

A.N.

$$W = \frac{8}{3} \times \frac{25}{3} \times 300 = 6666,67 \text{ J}$$

$$Q = -W = -6666,67 \text{ J}$$

- Chemin A3B

$$W = W_{A-3} + W_{3-B}$$

$$W_{A-3} = 0 \quad (\text{transformation isochore})$$

$$Q_{A-3} = nC_v(T_3 - T_A)$$

$$Q_{A-3} = nC_v(T_3 - T_A)$$

$$W_{3-B} = (v_A - v_B)P_B = P_B v_B \left(\frac{v_A}{v_B} - 1\right) = 2nRT_A$$

$$W = W_{3-B} = 2nRT_A$$

$$Q = -W = -2nRT_A$$

A.N.

$$W = 2 \times 2 \times \frac{25}{3} \times 300 = 10000 \text{ J}$$

$$Q = -W = -10000 \text{ J}$$

Exercice 3

$$P_0 = 2 \times 10^5 \text{ Pa}, \quad v_0 = 14 \text{ L} = 0,014 \text{ m}^3$$

$$T_0 = \frac{P_0 v_0}{nR} = \frac{2 \times 10^5 \times 0,014}{8,32} = 336,5 \text{ K}$$

0 → 1 Transformation isobare :

$$P_1 = P_0 = 2 \times 10^5 \text{ Pa}, \quad v_1 = 2v_0 = 28 \text{ L} = 0,028 \text{ m}^3$$

$$T_1 = \frac{P_1 v_1}{nR} = \frac{2 \times 10^5 \times 0,028}{8,32} = 673 \text{ K}$$

1 → 2 Transformation isotherme :

$$T_2 = T_1 = 673 \text{ K}, \quad v_2 = v_0 = 14 \text{ L} = 0,014 \text{ m}^3$$

$$P_2 = \frac{nRT_2}{v_2} = \frac{8,32 \times 673}{0,014} = 4 \times 10^5 \text{ Pa} \quad (\text{Pression maximale})$$

Ou bien

$$P_2 v_2 = P_1 v_1 \rightarrow P_2 = \frac{P_1 v_1}{v_2} = 2 \times P_1 = 4 \times 10^5 \text{ Pa}$$

2 → 3 Transformation isochore :

$$v_3 = v_2 = v_0 = 0,014 \text{ m}^3$$

$$P_3 = P_0 = 2 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$T_3 = T_0 = 336,5 \text{ K}$$

- Les travaux échangés

0 → 1 Transformation isobare :

$$W_{0-1} = -P_0(v_1 - v_0) = -2800 \text{ J}$$

1 → 2 Transformation isotherme :

$$W_{1-2} = nRT_1 \ln \frac{v_1}{v_2} = 3880 \text{ J}$$

2 → 3 Transformation isochore :

$$W_{2-3} = 0 \text{ J}$$

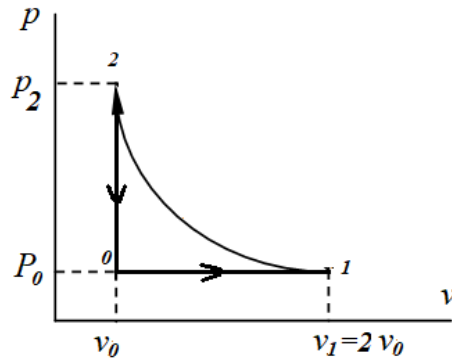
Pour Le cycle

$$W_{Total} = W_{0-1} + W_{1-2} + W_{2-3} = 1080 \text{ J}$$

- Les quantités de chaleur échangées

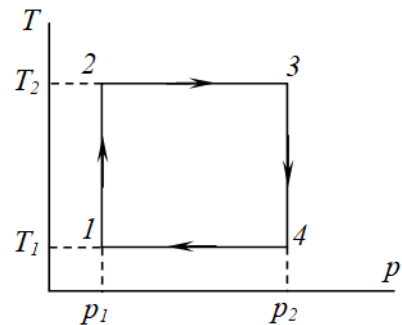
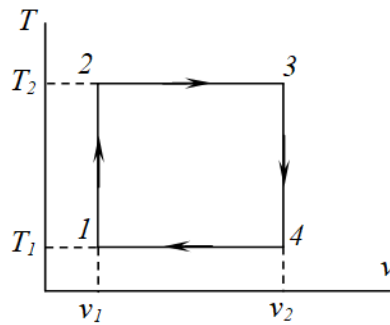
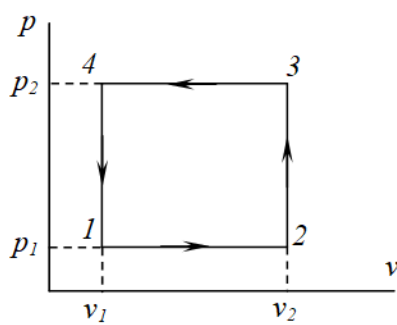
Pour un cycle

$$Q_{Total} = -W_{Total} = -1080 \text{ J}$$



Exercice 4

- Calcul du Travail de chaque transformation



Pour la première transformation

$$W_{1-2} = P_1(v_1 - v_2)$$

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

$$W_{3-4} = P_2(v_3 - v_4) = P_2(v_2 - v_1)$$

$$W_{4-1} = 0$$

$$W_{Total} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1} = P_1(v_1 - v_2) + P_2(v_2 - v_1)$$

$$W_{Total} = (P_2 - P_1)(v_2 - v_1)$$

$$Q_{1-2} = C_p(T_2 - T_1)$$

Avec :

$$C_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad , \quad T_2 = \frac{P_1 v_2}{R} \quad \text{et} \quad T_1 = \frac{P_1 v_1}{R}$$

Alors :

$$Q_{1-2} = \frac{\gamma P_1}{\gamma - 1} (v_2 - v_1)$$

$$Q_{2-3} = C_v(T_3 - T_2)$$

Avec :

$$C_v = \frac{R}{\gamma - 1} \quad , \quad T_3 = \frac{P_2 v_2}{R} \quad , \quad T_2 = \frac{P_1 v_2}{R}$$

Alors :

$$Q_{2-3} = \frac{v_2}{\gamma - 1} (P_2 - P_1)$$

$$Q_{3-4} = \frac{\gamma P_2}{\gamma - 1} (v_1 - v_2)$$

$$Q_{4-1} = \frac{v_1}{\gamma - 1} (P_1 - P_2)$$

$$\begin{aligned} Q_{Total} &= Q_{1-2} + Q_{2-3} + Q_{3-4} + Q_{4-1} \\ &= \frac{\gamma P_1}{\gamma - 1} (v_2 - v_1) + \frac{v_2}{\gamma - 1} (P_2 - P_1) + \frac{\gamma P_2}{\gamma - 1} (v_1 - v_2) \\ &\quad + \frac{v_1}{\gamma - 1} (P_1 - P_2) \end{aligned}$$

$$Q_{Total} = (P_1 - P_2)(v_2 - v_1) = -W_{Total}$$

Le premier principe de la thermodynamique pour un cycle

$$\Delta U = Q_{Total} + W_{Total} = 0 \quad \text{et vérifié}$$

Pour la deuxième transformation

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

$$W_{2-3} = P_2 v_1 \ln \frac{v_1}{v_2} = RT_2 \ln \frac{v_1}{v_2}$$

$$W_{3-4} = 0$$

$$W_{4-1} = RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$W_{Total} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1} = RT_2 \ln \frac{v_1}{v_2} + RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$W_{Total} = R(T_2 - T_1) \ln \frac{v_1}{v_2}$$

$$Q_{1-2} = C_v (T_2 - T_1)$$

Avec :

$$C_v = \frac{R}{\gamma - 1} \quad ,$$

Alors :

$$Q_{1-2} = \frac{R}{\gamma - 1} (T_2 - T_1)$$

$$Q_{2-3} = RT_2 \ln \frac{v_2}{v_1}$$

$$Q_{3-4} = \frac{R}{\gamma - 1} (T_1 - T_2)$$

$$Q_{4-1} = RT_1 \ln \frac{v_1}{v_2}$$

$$\begin{aligned} Q_{Total} &= Q_{1-2} + Q_{2-3} + Q_{3-4} + Q_{4-1} \\ &= \frac{R}{\gamma - 1} (T_2 - T_1) + RT_2 \ln \frac{v_2}{v_1} + \frac{R}{\gamma - 1} (T_1 - T_2) + RT_1 \ln \frac{v_1}{v_2} \end{aligned}$$

$$Q_{Total} = R(T_2 - T_1) \ln \frac{v_2}{v_1} = -W_{Total}$$

Le premier principe de la thermodynamique pour un cycle

$$\Delta U = Q_{Total} + W_{Total} = 0 \quad \text{et vérifié}$$

Pour la troisième transformation

$$W_{1-2} = P_1(v_1 - v_2) = R(T_1 - T_2)$$

$$W_{2-3} = P_1 v_2 \ln \frac{P_2}{P_1} = RT_2 \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$W_{3-4} = R(T_2 - T_1)$$

$$W_{4-1} = P_1 v_1 \ln \frac{P_1}{P_2} = RT_1 \ln \frac{P_1}{P_2}$$

$$\begin{aligned} W_{Total} &= W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1} \\ &= R(T_1 - T_2) + RT_2 \ln \frac{P_2}{P_1} + R(T_2 - T_1) + RT_1 \ln \frac{P_1}{P_2} \end{aligned}$$

$$W_{Total} = R(T_1 - T_2) \ln \frac{P_1}{P_2}$$

$$Q_{1-2} = \Delta U_{1-2} - W_{1-2}$$

Avec :

$$\Delta U_{1-2} = C_v(T_2 - T_1) = \frac{P_1(v_2 - v_1)}{\gamma - 1}$$

Alors :

$$Q_{1-2} = \frac{P_1(v_2 - v_1)}{\gamma - 1} - P_1(v_1 - v_2) = \frac{\gamma P_1(v_2 - v_1)}{\gamma - 1} = \frac{\gamma R(T_2 - T_1)}{\gamma - 1}$$

$$Q_{1-2} = \frac{\gamma R(T_2 - T_1)}{\gamma - 1}$$

$$Q_{2-3} = -W_{2-3} = P_1 v_2 \ln \frac{P_1}{P_2} = RT_2 \ln \frac{P_1}{P_2}$$

$$Q_{3-4} = \frac{\gamma P_2}{\gamma - 1} (v_1 - v_2) = \frac{\gamma R (T_1 - T_2)}{\gamma - 1}$$

$$Q_{4-1} = -W_{4-1} = RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$Q_{Total} = Q_{1-2} + Q_{2-3} + Q_{3-4} + Q_{4-1}$$

$$= \frac{\gamma R (T_2 - T_1)}{\gamma - 1} + RT_2 \ln \frac{P_1}{P_2} + \frac{\gamma R (T_1 - T_2)}{\gamma - 1} + RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1}$$

$$Q_{Total} = R (T_2 - T_1) \ln \frac{P_1}{P_2} = -W_{Total}$$

Le premier principe de la thermodynamique pour un cycle

$$\Delta U = Q_{Total} + W_{Total} = 0 \quad \text{et vérifié}$$

Exercice 5 :

La variation de l'énergie interne

$$\Delta U = n C_v \Delta T$$

$$n = \frac{m}{M} = \frac{6}{2} = 3 \text{ moles}$$

$$C_v = \frac{R}{\gamma - 1} = 20,8 \frac{J}{\text{mole} \cdot K}$$

$$\Delta U = 936 J$$

La quantité de chaleur reçue

$$Q = \Delta U - W = 936 - (264)$$

$$Q = 1200 J$$

Exercice 6 :

- Compression isotherme

$$W = P_0 v_0 \ln \frac{P_1}{P_0} = 1,013 \times 10^5 \times 0,1 \times \ln \frac{20}{1}$$

$$W = 30,3 kJ$$

$$\Delta U = m C_v \Delta T = 0, \quad \Delta T = 0 \text{ (compression isotherme)}$$

$$Q = \Delta U - W = -30,3 kJ$$

- Compression adiabatique

Pour une transformation adiabatique réversible :

$$P_0 v_0^\gamma = P_1 v_1^\gamma \rightarrow v_1 = v_0 \left(\frac{P_0}{P_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = 11,77 \times 10^{-3} m^3$$

$$P_0^{1-\gamma} T_0^\gamma = P_1^{1-\gamma} T_1^\gamma \rightarrow T_1 = T_0 \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 678 K$$

$$W = \Delta U = mC_v\Delta T = 122 \times 0,18 \times (678 - 288) = 8,564 \text{ kcal} = 35,8 \text{ kJ}$$

- Compression adiabatique et refroidissement isochore

$$\begin{aligned}(P_0, T_0) &\rightarrow (P', T') \quad (\text{compression adiabatique}) \\ (P', T') &\rightarrow (P_1, T_0) \quad (\text{refroidissement isochore})\end{aligned}$$

Pour une transformation à volume constant

$$\frac{P'}{T'} = \frac{P_1}{T_0} \rightarrow T' = \frac{P' T_0}{P_1}$$

Pour une transformation adiabatique

$$T' = T_0 \left(\frac{P'}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Alors :

$$\frac{P'}{P_1} = \left(\frac{P'}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow P' = 66 \text{ atm}$$

Le travail échangé :

$$W = \frac{nR(T' - T_0)}{\gamma - 1}$$

$$T' = T_0 \left(\frac{P'}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 288 \times \left(\frac{66}{1} \right)^{\frac{0,4}{1,4}} = 953,4 \text{ K}$$

$$W = \frac{\frac{122}{29} \times 8,314 \times (953,4 - 288)}{0,4} = 58,2 \text{ kJ}$$

La chaleur échangée

$$Q = mC_v(T_0 - T') = 122 \times 0,18 \times (288 - 953,4)$$

$$Q = -14,6 \text{ Kcal} = -61 \text{ kJ}$$

Exercice 7

- La variation d'entropie Δs

$$ds = C_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}$$

$$\Delta s = C_v \ln \frac{T_f}{T_i} + R \ln \frac{v_f}{v_i}$$

Avec :

$$\frac{v_f}{v_i} = \frac{T_f P_i}{T_i P_f}$$

Alors :

$$\Delta s = C_v \ln \frac{T_f}{T_i} + R \ln \frac{T_f}{T_i} + R \ln \frac{P_i}{P_f}$$

$$\Delta s = (C_v + R) \ln \frac{T_f}{T_i} - R \ln \frac{P_f}{P_i}$$

- On $T v^{\gamma-1} = cst$
On a :

$$\Delta s = C_v \ln \frac{T_f}{T_i} + R \ln \frac{v_f}{v_i}$$

Et

$$T_i v_i^{\gamma-1} = T_f v_f^{\gamma-1} \rightarrow \frac{v_f}{v_i} = \left(\frac{T_f}{T_i} \right)^{\frac{1}{1-\gamma}} \rightarrow \ln \frac{v_f}{v_i} = \frac{1}{1-\gamma} \ln \frac{T_f}{T_i}$$

Donc :

$$\Delta s = C_v \ln \frac{T_f}{T_i} + \frac{R}{1-\gamma} \ln \frac{T_f}{T_i} = \left(C_v - \frac{R}{\gamma-1} \right) \ln \frac{T_f}{T_i} = 0$$

$T v^{\gamma-1} = cst$ correspond à une évolution isentropique

- La variation de l'énergie interne et le travail reçu
La température finale

$$\frac{T_f}{T_i} = \left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_f = T_i \left(\frac{P_f}{P_i} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 273 \times \left(\frac{10}{1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$T_f = 527 \text{ K}$$

$$\Delta U = n C_v (T_f - T_i)$$

Avec

$$C_v = \frac{R}{\gamma-1} = 20,785 \text{ J/(moles.K)}$$

Alors :

$$\Delta U = 5,3 \text{ kJ}$$

Et comme $Q = 0$ (transformation adiabatique), alors : $W = \Delta U = 5,3 \text{ kJ}$

2 PROPRIETES THERMODYNAMIQUES DES SUBSTANCES PURES

2.1 Définition d'une substance pure:

On appelle une substance toute substance dont la composition chimique est fixe et homogène dans tout son volume. L'eau (H_2O), l'azote (N_2), l'hélium (He) et le dioxyde de carbone (CO_2), par exemple, sont toutes des substances pures.

Une substance pure n'est pas forcément limitée à un seul élément chimique (comme l'azote).

Un mélange de divers éléments ou composants chimiques est également considéré comme une substance pure tant que le mélange est homogène. Ainsi l'eau, mélange eau-vapeur, sont des substances pures car la composition chimique reste identique dans chaque phase. Par contre un mélange d'air liquide et gaz n'est pas une substance pure car lors de la condensation, les différents composants (oxygène, azote, etc.) se liquéfient à des températures différentes, ce qui rend la composition chimique de la phase liquide différente de celle de la phase gazeuse.

2.2 Equilibre des phases vapeur-liquide-solide

Considérons un dispositif piston-cylindre qui contient de l'eau liquide à $20^\circ C$ et à une pression atmosphérique. Dans ces conditions l'eau se trouve à l'état liquide et il est appelé *un liquide comprimé* ou un *liquide sous refroidi*.

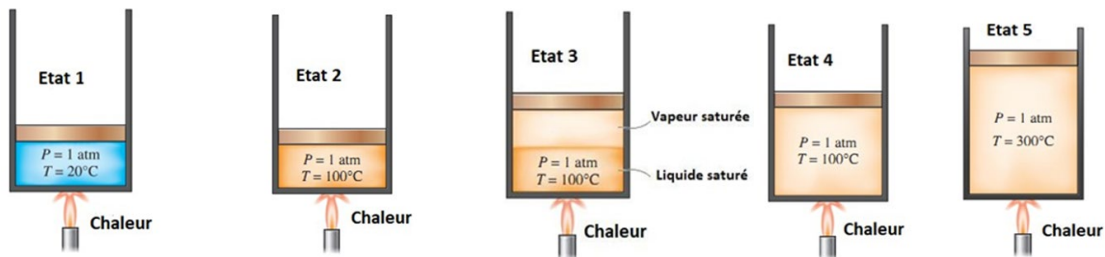


Figure 2-1 Les différents phases de l'eau

On chauffe l'eau, sa température augmente d'une façon remarquable tandis que son volume augmente légèrement et sa pression reste constante.

Plus de la chaleur est transférée à l'eau, la température continue d'augmenter jusqu'à ce qu'elle atteigne $100^\circ C$. L'eau, à ce stade, est encore liquide, mais tout apport de chaleur fera vaporiser une partie du liquide (changement de phase).

Plus de la chaleur est transférée à l'eau, la température continue d'augmenter jusqu'à ce qu'elle atteigne $100^\circ C$. L'eau, à ce stade, est encore liquide, mais tout apport de chaleur fera vaporiser une partie du liquide (changement de phase).

Le liquide sur le point de se vaporiser est appelé *liquide saturé*. Une fois l'ébullition débute, la température cesse d'augmenter jusqu'à ce que le liquide soit complètement vaporisé.

Le seul changement observé lors du changement de phase liquide-vapeur est une forte augmentation du volume.

Le processus de vaporisation se poursuit jusqu'à ce que la dernière goutte du liquide sera vaporisée. A ce stade le cylindre entier est rempli de vapeur. Toute perte de chaleur de cette vapeur (refroidissement) provoque sa condensation (changement de phase vapeur-liquide).

Une vapeur sur le point de se condenser est appelée *vapeur saturée*.

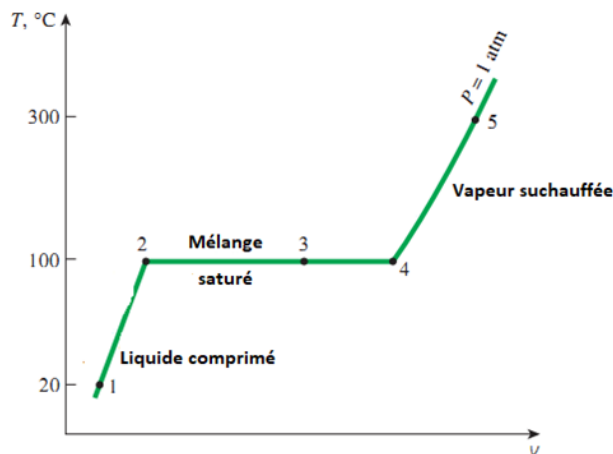


Figure 2-2 Diagramme (T,v) pour un procédé de chauffage de l'eau à pression constante

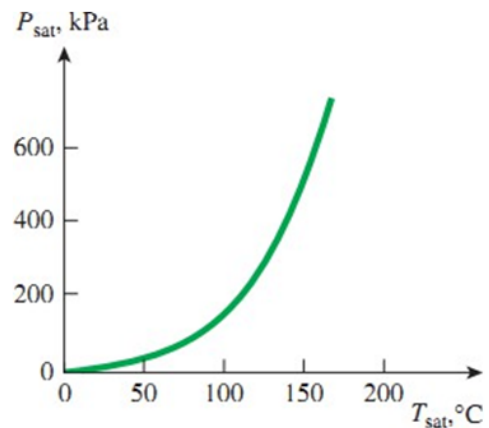


Figure 2-3 Variation de la pression de saturation de l'eau en fonction de sa température de saturation

2.3 Propriétés des diagrammes des processus de changement de phase

2.3.1 Diagramme T-v

On répète le même processus représenté dans la figure 2-1 mais à des valeurs de pression différentes afin de déterminer la variation de la température en fonction du volume et de développer un diagramme $T-v$.

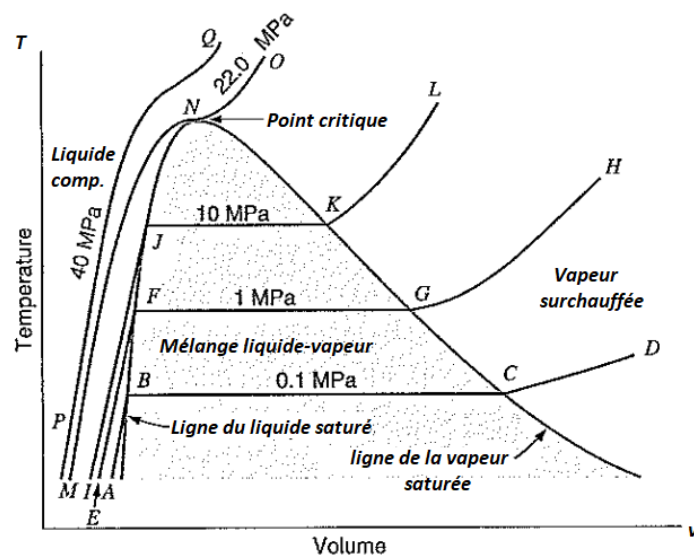


Figure 2-4 Diagramme $T-s$ d'une substance pure

A mesure que la pression augmente, la ligne de saturation se réduit progressivement jusqu'à ce qu'elle se résume à un point unique. Ce point est appelé point critique. Les coordonnées de ce point pour l'eau par exemple sont :

- Pression critique $P_{cr}=22,06 \text{ MPa}$.

- Température critique $T_{cr}=373,95K$.
- Volume critique $v_{cr}=0,003106 m^3/kg$.

2.3.2 Diagramme P-v

L'allure générale du diagramme $P-v$ d'une substance pure s'apparente fortement à celle du diagramme $T-v$. Toutefois, une distinction majeure subsiste, les isothermes (lignes à température constante) suivent une courbe descendante.

Prenons l'exemple d'un dispositif cylindre-piston contenant de l'eau liquide à 1 MPa et 150°C. Dans ces conditions, l'eau se trouve à l'état de liquide comprimé.

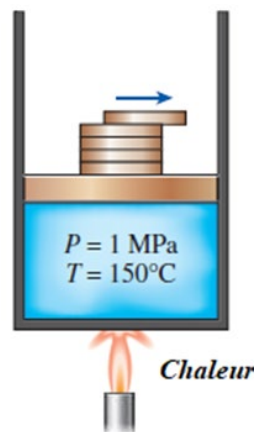


Figure 2-5 Variation de la pression par changement du poids du piston

Le processus se déroule comme suit :

1. **Détente graduelle** : On retire progressivement les poids placés sur le piston afin de réduire la pression interne. Pour maintenir une température constante, le système échange de la chaleur avec le milieu extérieur.
2. **détente du liquide** : À mesure que la pression chute, le volume spécifique de l'eau augmente très légèrement.
3. **Saturation et ébullition** : Lorsque la pression atteint la valeur de saturation correspondant à la température donnée (soit **0,4762 MPa**), l'ébullition commence.
4. **Changement de phase** : Durant toute la vaporisation, la pression et la température demeurent constantes, tandis que le volume spécifique augmente de manière significative.
5. **Vapeur surchauffée** : Une fois la dernière goutte de liquide évaporée, toute nouvelle diminution de la pression provoque une augmentation continue du volume spécifique.

Construction du diagramme

En répétant cette expérience à différentes températures, on obtient des trajectoires similaires. En reliant l'ensemble des points d'état correspondant au liquide saturé et à la vapeur saturée, on trace la courbe de saturation qui définit le diagramme $P-v$ complet de la substance.

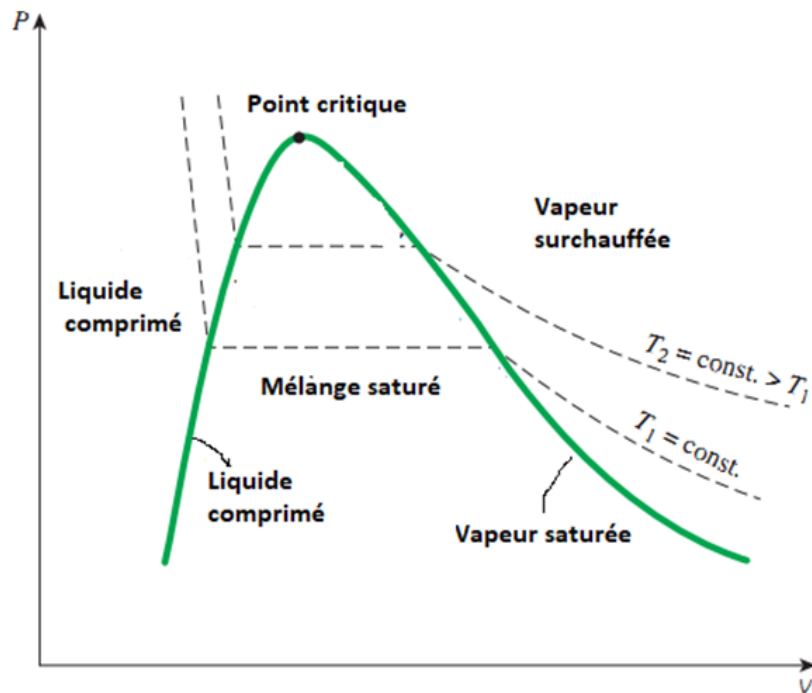


Figure 2-6 Diagramme P - v d'une substance pure

2.3.3 Extension des diagrammes pour inclure la phase solide

Pour inclure la phase solide, le diagramme P - v devient plus complexe car il doit rendre compte de la manière dont une substance se contracte ou se dilate lors de la congélation.

- **Substances qui se contractent à la congélation** : C'est le cas de la grande majorité des substances (comme le dioxyde de carbone ou l'azote). Le volume spécifique diminue lorsque le liquide devient solide ($v_{solide} < v_{liquide}$).
- **Substances qui se dilatent à la congélation** : L'exemple le plus notable est l'eau. En raison de sa structure moléculaire, la glace occupe un volume plus important que l'eau liquide ($v_{solide} > v_{liquide}$), ce qui explique pourquoi la glace flotte.

L'introduction de la phase solide ajoute des régions et des lignes spécifiques au diagramme

- La ligne triple

Sur un diagramme P - v , les états où les trois phases (solide, liquide et vapeur) coexistent en équilibre ne forment pas un point, mais une **ligne horizontale**.

- Tous les états sur cette ligne ont la même pression et la même température, mais des volumes spécifiques différents.
- Pour l'eau, la pression de la ligne triple est de **0,6117 kPa** et la température est de **0,01°C**.

- Les régions de mélange

En plus de la courbe de saturation (liquide-vapeur), on voit apparaître :

- La région **solide-liquide** : zone de transition où la substance gèle ou fond.
- La région **solide-vapeur** : zone située sous la ligne triple, où la substance passe directement de l'état solide à l'état gazeux (sublimation).

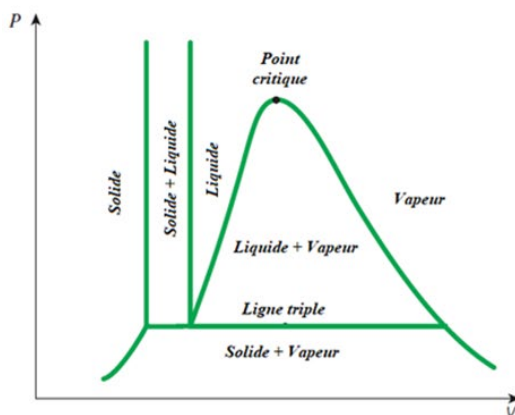


Figure 2-7 Diagramme P - v pour une substance qui se contracte lors de la congélation

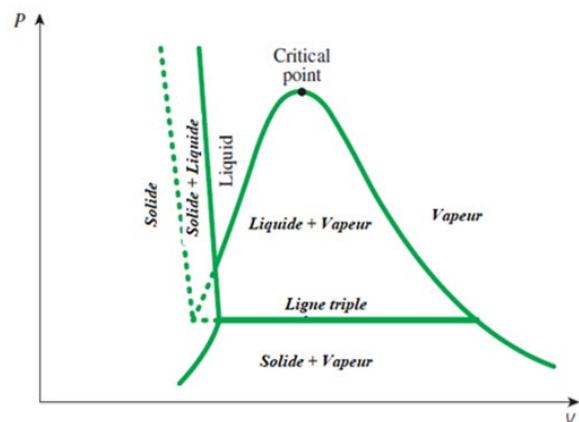


Figure 2-8 Diagramme P - v pour une substance qui se dilate lors de la congélation

Pour une vision complète, les ingénieurs utilisent souvent une surface P - v - T en trois dimensions. Les diagrammes P - v ou T - v ne sont que des projections en 2D de cette surface complexe.

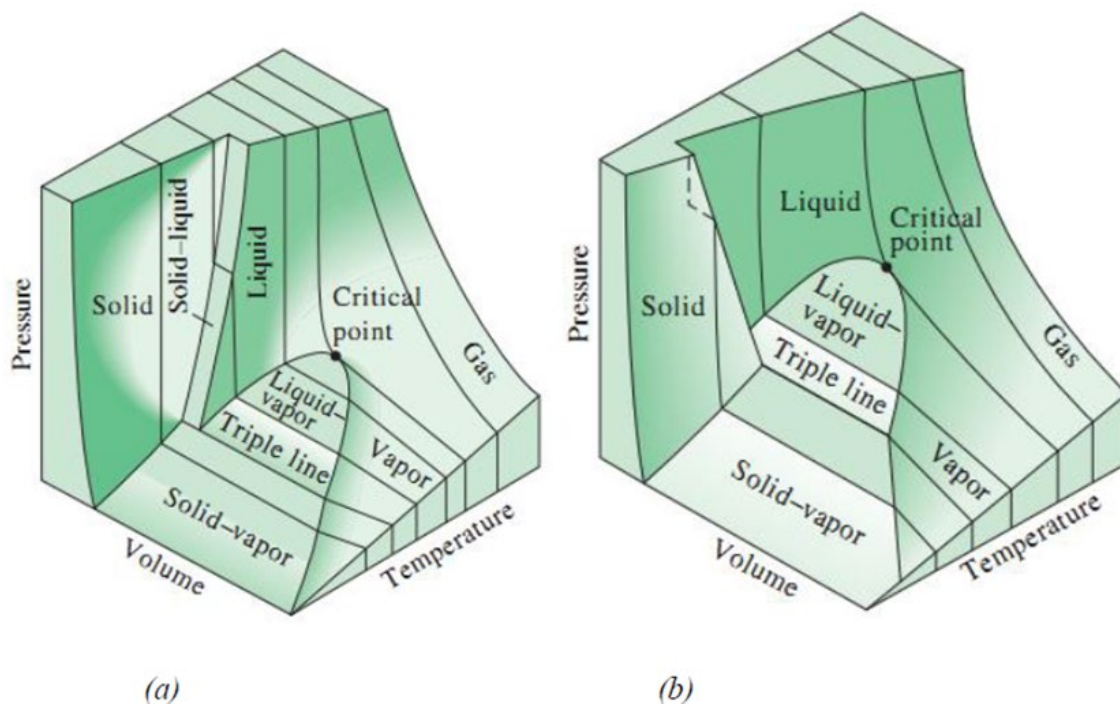


Figure 2-9 Surface P - v - T pour les substances qui subissent une contraction (a) ou une détente (b) lors de sa congélation

2.3.4 Diagramme P-T

Le diagramme P - T d'une substance pure est souvent appelé **diagramme de phase**, il permet de visualiser immédiatement l'état physique d'une substance pour n'importe quelle combinaison de pression et de température. Les régions de changement de phase (qui étaient des surfaces ou des lignes horizontales) se réduisent dans ce diagramme à de simples courbes.

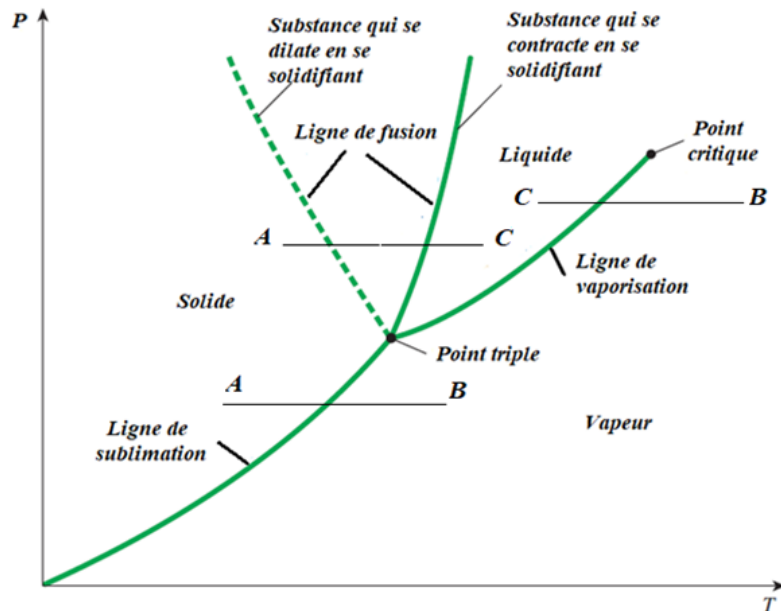


Figure 2-10 Diagramme P - T d'une substance pure

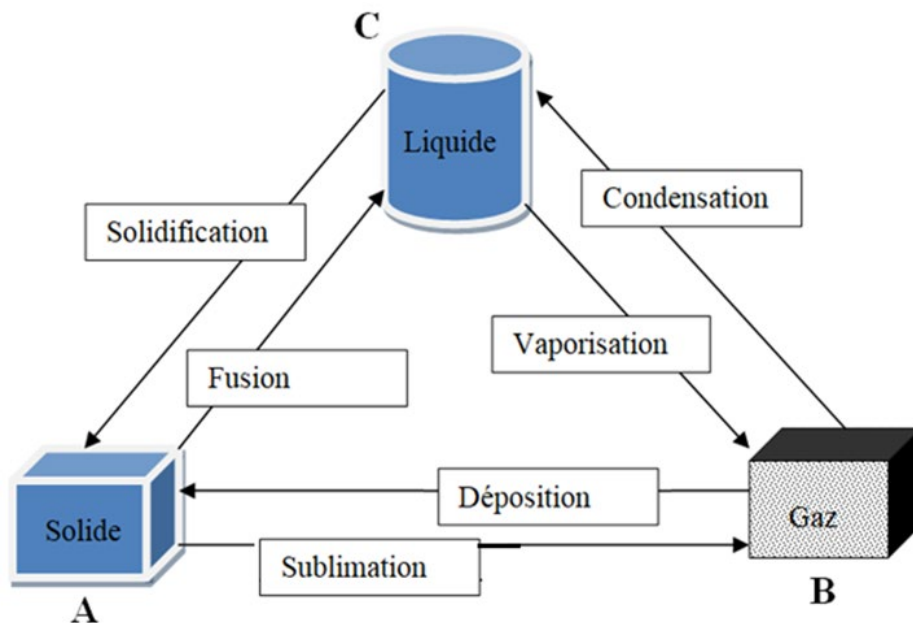


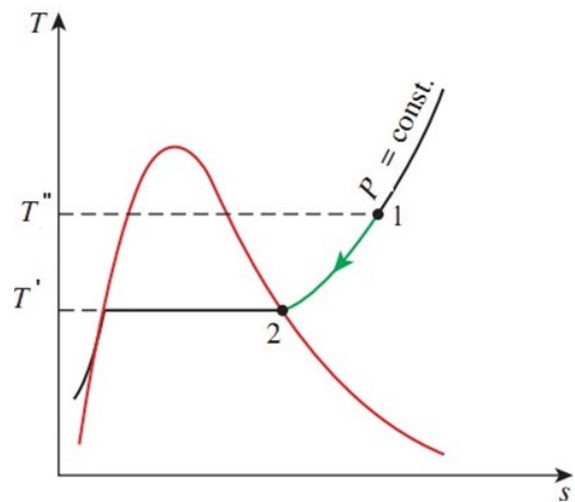
Figure 2-11 Les différents changements de phase d'une substance pure

2.3.5 Diagramme Entropique :

Son allure générale est représenté sur la figure 2-12, caractérisé par:

- Les isothermes: droites horizontales.
- Les isentropiques: droites verticales.
- Les isobares: dans la zone du mélange, les isobares sont représentées par des droites horizontales. Tandis que dans la zone liquide et dans la zone vapeur, les isobares sont représentées par des courbures.

Figure 2-12 Diagramme entropique
 $T-s$ d'une substance pure



2.3.6 Diagramme Enthalpique :

Souvent appelé diagramme P-h. ou diagramme des frigoristes. Il est un outil fondamental pour la représentation des cycles frigorifiques

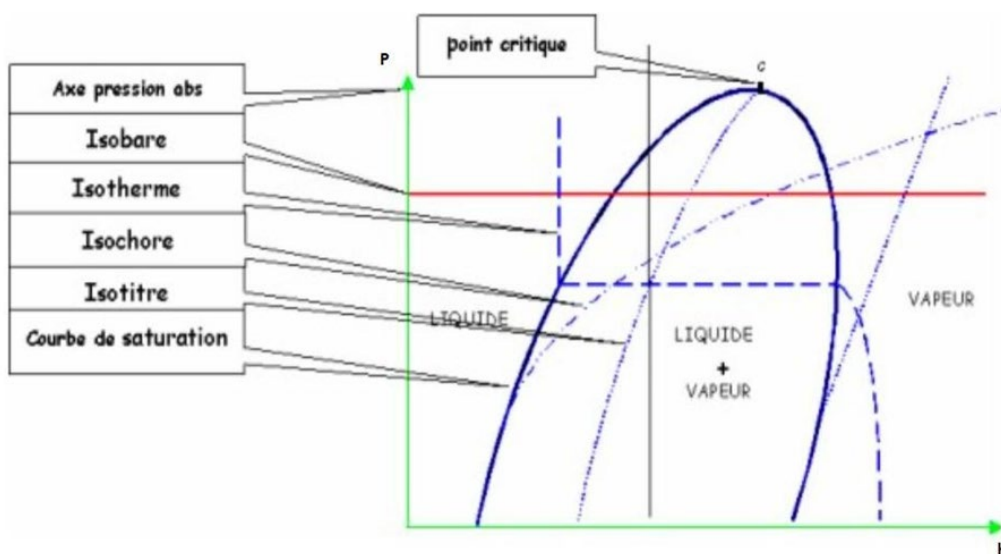
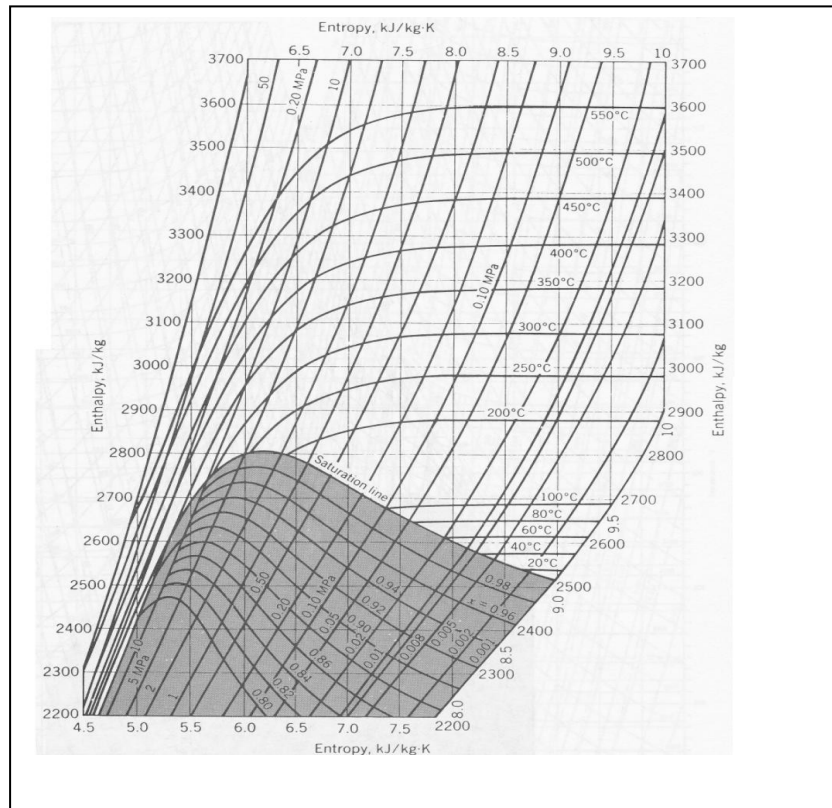


Figure 2-13 Diagramme Enthalpique P-h d'une substance pure

2.3.7 Diagramme de Mollier

Souvent est un diagramme enthalpie-entropie ($h - s$). Il est principalement utilisé pour les turbines à vapeur

Figure 2-14 Diagramme de Mollier



2.4 Tables des propriétés thermodynamiques

En général les tables des propriétés thermodynamiques donnent six propriétés pour les substances pures *température* (T), *pression absolue* (P), *volume spécifique* (v), *enthalpie spécifique* (h), *énergie interne spécifique* (u) et *entropie spécifique* (s).

Pour la plupart des substances pures, les relations entre les propriétés thermodynamiques sont trop complexes pour être exprimé par des équations simples. Par conséquent, les propriétés sont fréquemment présentées sous forme de tableaux. Quelques propriétés peuvent être mesurées facilement; mais d'autres ne peuvent pas être mesurées et sont calculés en utilisant les relations entre eux et les propriétés mesurables.

Voici les principaux types de tables et informations incluses :

2.4.1 Tables de vapeur

On trouve généralement :

- **Tables à saturation**

Elles sont classées :

- Soit par température
- Soit par pression

On y trouve

v_f , u_f , h_f , s_f volume, énergie interne, enthalpie, et entropie spécifiques pour un état du liquide saturé.

v_g , u_g , h_g , s_g volume, énergie interne, enthalpie, et entropie spécifiques pour un état du vapeur saturée.

Temp. $T^{\circ}C$	Sat. Press. $P_{sat} \text{ kPa}$	Volume spécifique m^3/kg			Energie interne spécifique kJ/kg		
		Sat. Liquide v_f	Evap v_{fg}	Sat. Vapeur v_g	Sat. Liquide u_f	Evap u_{fg}	Sat. Vapeur u_g
0.01	0.6113	0.001000	206.131	206.132	0	2375.33	2375.33
5	0.8721	0.001000	147.117	147.118	20.97	2361.27	2382.24
10	1.2276	0.001000	106.376	106.377	41.99	2347.16	2389.15
...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...
370	21028	0.002213	0.00271	0.00493	1843.81	384.69	2228.53
374.1	22089	0.003155	0	0.00315	2029.58	0	2029.58

Temp. $T^{\circ}C$	Sat. Press. $P_{sat} \text{ kPa}$	Enthalpie spécifique kJ/kg			Entropie spécifique $\frac{kJ}{kg.K}$		
		Sat. Liquide h_f	Evap h_{fg}	Sat. Vapeur h_g	Sat. Liquide s_f	Evap s_{fg}	Sat. Vapeur s_g
0.01	0.6113	0.00	2501.35	2501.35	0	9.1562	9.1562
5	0.8721	20.98	2489.57	2510.54	0.0761	8.9496	9.0257
10	1.2276	41.99	2477.75	2519.74	0.1510	8.7498	8.9007
...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...
370	21028	1890.37	441.75	2332.12	4.1104	0.6868	4.7972
374.1	22089	2099.26	0	2099.26	4.4297	0	4.4297

Sat. Press. P_{sat} kPa	Temp. $T^{\circ}C$	Volume spécifique m^3/kg			Energie interne spécifique kJ/kg		
		Sat. Liquide v_f	Evap v_{fg}	Sat. Vapeur v_g	Sat. Liquide u_f	Evap u_{fg}	Sat. Vapeur u_g
0.6113	0.01	0.001000	206.131	206.132	0	2375.3	2375.3
1	6.98	0.001000	129.207	129.208	29.29	2355.69	2384.98
1.5	13.03	0.001001	87.979	87.98	54.70	2338.63	2393.32
...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...
22000	373.80	0.002808	0.0072	0.00353	1973.16	108.24	2081.39
22089	374.14	0.003155	0	0.00315	2029.58	0	2029.58

Sat. Press. P_{sat} kPa	Temp. $T^{\circ}C$	Enthalpie spécifique kJ/kg			Entropie spécifique $\frac{kJ}{kg.K}$		
		Sat. Liquide h_f	Evap h_{fg}	Sat. Vapeur h_g	Sat. Liquide s_f	Evap s_{fg}	Sat. Vapeur s_g
0.6113	0.01	0.00	2501.3	2501.3	0	9.1562	9.1562
1	6.98	29.29	2484.89	2514.18	0.1059	8.8697	8.9756
1.5	13.03	54.70	2470.59	2525.30	0.1956	8.6322	8.8278
...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...
22000	373.80	2034.92	124.04	2158.97	4.3307	0.1917	4.5224
22089	374.14	2099.26	0	2099.26	4.4297	0	4.4297

2.4.2 Tables de la vapeur surchauffée

Dans ces tableaux, les propriétés sont répertoriées en fonction de la température pour une pression sélectionnée.

T	v	u	h	s	v	u	h	s
$^{\circ}C$	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kgK
	$P = 0.01 MPa (45.81^{\circ}C)$				$P = 0.05 MPa (81.32^{\circ}C)$			
Sat	14.670	3473.2	2583.9	8.1488	3.2403	2483.2	2645.2	7.5931
50	14.867	2443.3	2592.0	8.1741				

100	17.196	2515.5	2687.5	8.4489	3.4187	2511.5	2682.4	7.6953
...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...
1300	67.604	4687.4	5413.4	11.5857	14.5209	4687.3	5413.3	10.8429

2.4.3 Liquide comprimé

L'absence des tableaux du liquide comprimé, nous ramène à considérer et à traiter le liquide comprimé comme du liquide saturé à la température donnée.

2.4.4 Mélange liquide –vapeur

Au cours d'un processus de vaporisation, une partie de la substance se trouve sous forme liquide saturé tandis que l'autre partie est sous forme vapeur saturée. On obtient ainsi un mélange diphasique liquide-vapeur. Pour étudier correctement ce mélange, il faut connaître les proportions du liquide et de la vapeur qu'il contient. Pour cela, on introduit une nouvelle propriété appelée *titre du mélange* noté x .

Le titre du mélange est défini comme le rapport entre la masse de la vapeur présente dans le mélange et la masse totale du mélange.

$$x = \frac{m_g}{m_T}$$

Avec:

$$m_T = m_g + m_f$$

m_g : la masse de la vapeur contenue dans le mélange.

m_f : la masse du liquide contenue dans le mélange.

m_T : la masse totale du mélange.

Et

$$V = V_f + V_g = m_f v_f + m_g v_g$$

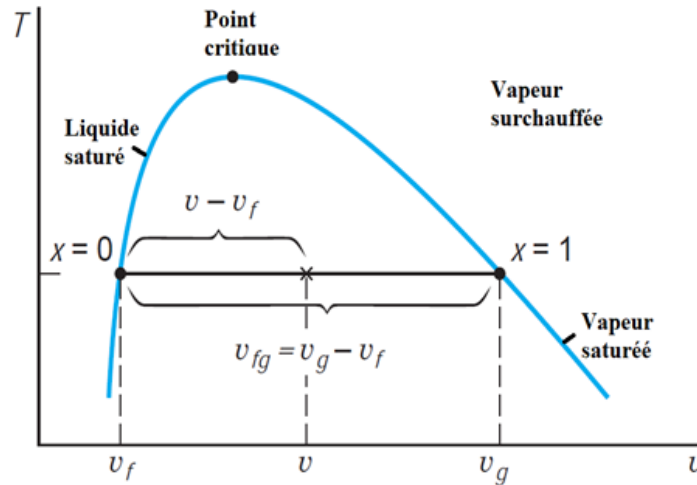


Figure 2-15 Titre du mélange

Le volume spécifique moyen du système est donné par :

$$v = \frac{V}{m} = \frac{m_f v_f}{m} + \frac{m_g v_g}{m} = (1 - x)v_f + x v_g = v_f + x v_{fg}$$

Avec

$$v_{fg} = v_g - v_f$$

Exemple :

Un réservoir rigide contient 10 kg de l'eau à 90 °C. Si 8 kg d'eau se trouvent à l'état liquide et le reste sous forme de vapeur.

- Déterminer la pression dans le réservoir et son volume.

$$P = P_{sat} \text{ à } 90^\circ\text{C} = 70.183 \text{ kPa}$$

$$V = V_f + V_g$$

$$V = m_f v_f + m_g v_g, \quad v_f = 0.001036 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ et } v_g = 2.36056 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V = 4.73 \text{ m}^3$$

Ou bien, on calcule le titre du mélange

$$x = \frac{m_g}{m_T} = \frac{2}{10} = 0.2$$

$$v = (1 - x)v_f + xv_g = (1 - 0.2) \times 0.001036 + 0.2 \times 2.36056$$

$$v = 0.473 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V = mv = 0.473 \times 10 = 4.73 \text{ m}^3$$

2.5 Equations d'état

Une équation d'état est toute équation reliant la pression, la température et le volume spécifique d'une substance.

2.5.1 Le comportement P - v - T des gaz de faible densités

L'énergie intermoléculaire de ces gaz est généralement considéré négligeable car la distance moyenne séparant les molécules est relativement grande. Les forces d'attraction et de répulsion entre les molécules ont un effet très faible sur leur comportement macroscopique.

Un gaz présentant ces caractéristiques est appelé **gaz parfait**.

Il obéit à la loi :

$$Pv = nRT$$

Diagram illustrating the variables in the equation $Pv = nRT$:

- P : Pression absolue
- v : Volume spécifique
- n : Nombre de mole
- R : Constante des gaz parfait $R=8.3145 \text{ kJ}/(\text{kmol.K})$
- T : Température absolue

Ou

$$Pv = mrT$$

Avec :

m : masse du gaz et $r = \frac{R}{M}$, M : est la masse molaire du gaz

On pose la question, *est ce la vapeur d'eau est un gaz parfait ?*

On calcul le volume spécifique en utilisant la loi des gaz parfait et en la comparant avec sa valeur trouvées dans les tables des propriétés thermodynamiques de l'eau.

Donc

$$err = \left| \frac{v_{tables} - v_{GP}}{v_{tables}} \right| \times 100$$

Si $err < 1\%$, la vapeur peut être considérée comme un gaz parfait.

Sur le diagramme $T-v$ suivant est présentée la zone où la vapeur peut être considérée comme un gaz parfait

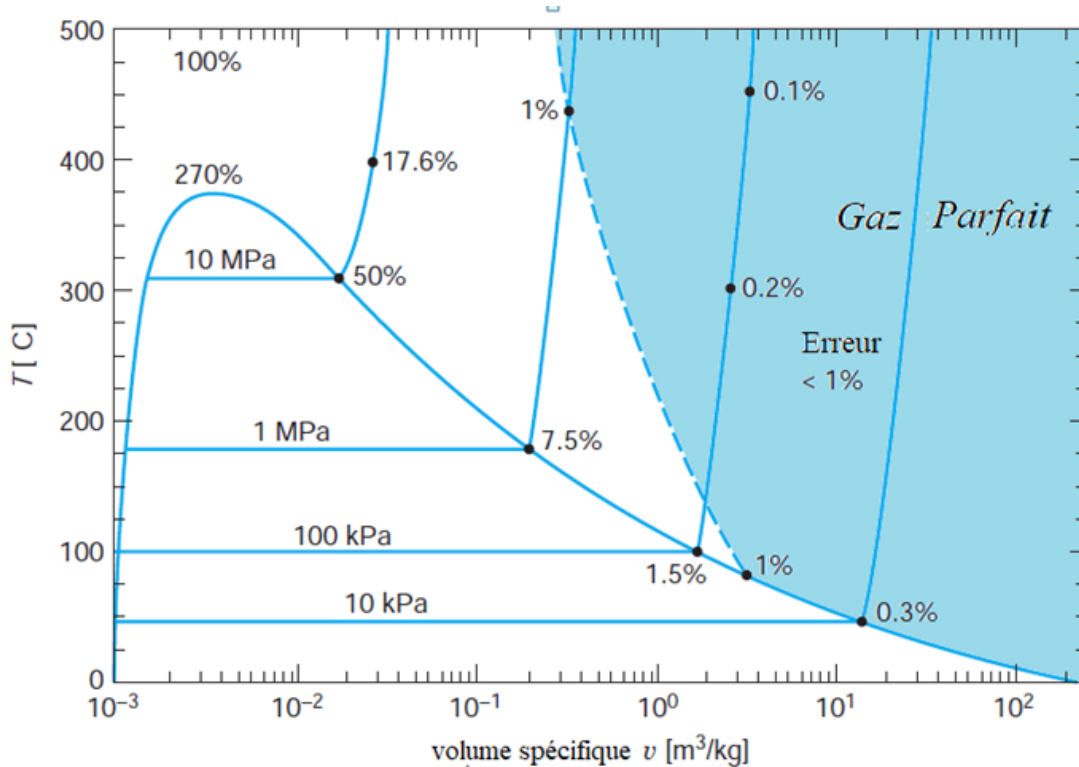


Figure 2-16 Diagramme $T-v$ de l'eau

La compensation de la déviation du comportement d'un gaz réel par rapport à celui d'un gaz parfait peut être prise en compte par l'introduction d'un facteur de correction appelé facteur de compressibilité z tel que :

$$z = \frac{Pv}{RT}$$

Pour un gaz parfait, $z = 1$

Les valeurs du facteur de compressibilité z sont déterminées expérimentalement et sont tracées par rapport à Pr et Tr pour plusieurs gaz, comme la montre la figure ci-dessous.

Avec : $Pr = P/P_{cr}$ est la pression réduite.

Et $Tr = T/T_{cr}$ est la température réduite.

Pour $Pr \ll 1$ et pour $Tr > 2$ le gaz peut être considéré comme un gaz parfait

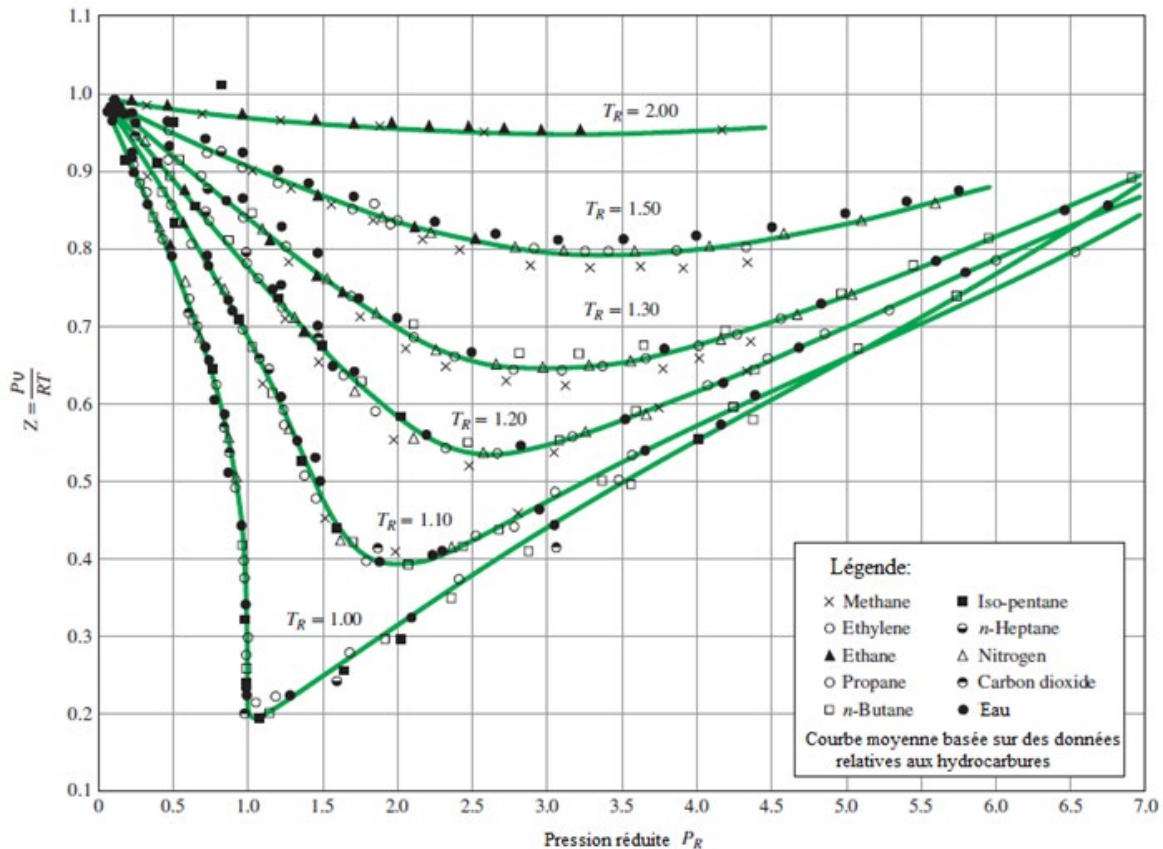


Figure 2-17 Comparaison des facteurs Z pour différents gaz

2.5.2 Autres équations d'état

L'équation d'état du gaz parfait est relativement simple et facile à utiliser. Toutefois, son domaine d'application est limité, car elle ne décrit correctement le comportement des gaz qu'à faible pression et à haute température, lorsque les interactions entre les molécules peuvent être négligées.

Il est donc nécessaire de disposer d'équations d'état plus générales, capables de représenter avec une meilleure précision le comportement P - v - T des substances sur une large gamme de pressions et de températures. Ces équations prennent en compte les interactions intermoléculaires ainsi que le volume propre des molécules.

Cependant, ces modèles sont généralement plus complexes que l'équation du gaz parfait.

Parmi les équations d'état les plus connues, on peut citer :

1- Equation de Van der Waals :

Proposée par le physicien Johannes Diederik van der Waals en 1873 et donnée par :

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT$$

$\frac{a}{v^2}$ représente les forces intermoléculaires.

b est le volume occupé par les molécules du gaz.

$$a = \frac{27R^2T_{cr}^2}{64P_{cr}}$$

$$b = \frac{RT_{cr}}{8P_{cr}}$$

2- Equation de Beattie Bridgeman :

L'équation de Beattie-Bridgeman, proposée en 1928, est une équation d'état empirique utilisée pour décrire avec plus de précision le comportement P - v - T des gaz réels. Cette équation repose sur cinq constantes caractéristiques, déterminées expérimentalement pour chaque substance, ce qui lui permet de représenter de manière plus fidèle les propriétés thermodynamiques des gaz dans une large gamme de pressions et de températures, comparativement à l'équation du gaz parfait.

Elle s'exprime comme suit :

$$P = \frac{R_u T}{\bar{v}^2} \left(1 - \frac{c}{\bar{v} T^3} \right) (\bar{v} + B) - \frac{A}{\bar{v}^2}$$

Avec :

$$A = A_0 \left(1 - \frac{a}{\bar{v}} \right) \quad \text{et} \quad B = B_0 \left(1 - \frac{b}{\bar{v}} \right)$$

Les constantes intervenants dans l'équation de Beattie-Bridgeman sont déterminées expérimentalement pour chaque substance et sont présentées dans le tableau pour différentes substances.

3- Equation de Benedict-Webb-Rubin (BWR) :

Proposé en 1940, est une équation virielle développée pour décrire le comportement des fluides réels, on particulier les hydrocarbures légers. Elle s'écrit sous la forme :

$$P = \frac{R_u}{\bar{v}} + \left(B_0 R_u T - A_0 - \frac{C_0}{T^2} \right) \frac{1}{\bar{v}^2} + \frac{b R_u T - a}{\bar{v}^3} + \frac{a a}{\bar{v}^6} + \frac{c}{\bar{v}^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{\bar{v}^2} \right) e^{\frac{-\gamma}{\bar{v}^2}}$$

Gaz	A_0	a	B_0	b	c
Air	131.8441	0.01931	0.04611	-0.001101	4.34×10^4
Ar	130.7802	0.02328	0.03931	0.0	5.99×10^4
CO ₂	507.2836	0.07132	0.10476	0.07235	6.60×10^5
He	2.1886	0.05984	0.01400	0.0	40
H ₂	20.0117	-0.00506	0.02096	-0.04359	504
N ₂	136.2315	0.02617	0.05046	-0.00691	4.20×10^4
O ₂	151.0857	0.02562	0.04624	0.004208	4.80×10^4

Tableau 2-1 Valeurs des constantes intervenants dans l'équation de Beattie-Bridgeman (P on kPa, $\bar{v}$ on $m^3/kmol$, T on K, e $R_u = 8.314 \text{ kPa.m}^3/kmol.K$)

Gaz	a	A_0	b	B_0	c	C_0	α	γ
C ₄ H ₁₀	190.68	1021.6	0.039998	0.12436	3.205×10^7	1.006×10^8	1.101×10^{-3}	0.0340
CO ₂	13.86	277.30	0.007210	0.04991	1.511×10^6	1.404×10^7	8.470×10^{-5}	0.00539
CO	3.71	0.002632	0.05454	135.87	1.054×10^5	8.673×10^5	1.350×10^{-4}	0.0060
CH ₄	5.00	0.003380	0.04260	187.91	2.578×10^5	2.286×10^6	1.244×10^{-4}	0.0060
N ₂	2.54	0.002328	0.04074	106.73	7.379×10^4	8.164×10^5	1.272×10^{-4}	0.0053

Tableau 2-2 Valeurs des constantes intervenants dans l'équation de Benedict-Webb-Rubin (P on kPa, $\bar{v}$ on $m^3/kmol$, T on K, e $R_u = 8.314 \text{ kPa.m}^3/kmol.K$)

2.6 Exercices

Exercice 1

Un réservoir rigide contient 50 kg d'eau liquide saturée à 90° C. Déterminez la pression dans le réservoir et son volume.

Exercice 2

Un dispositif à piston et cylindre contient 0.057 m³ de vapeur d'eau saturée à la pression 344737.864 Pascal. Déterminez la température et la masse de vapeur à l'intérieur du cylindre.

Exercice 3

Une masse de 200 g d'eau liquide saturée est complètement vaporisée à une pression constante de 100 kPa. Déterminez

- (a) le changement de volume.
- (b) la quantité d'énergie transférée à l'eau.

Exercice 4

Un réservoir rigide contient 10 kg d'eau à 90°C. Si 8 kg d'eau se trouvent sous forme liquide et le reste sous forme de vapeur, déterminer la pression dans le réservoir et son volume.

Exercice 5

La vapeur d'eau à 400° C a un volume spécifique de 0,02 m³ / kg.

Déterminer la pression de la vapeur

- a) En considérant la vapeur un gaz parfait ($r=0.4615$ kJ/kgK)
- b) En utilisant les tables des propriétés thermodynamique de la vapeur d'eau

Exercice 6

Déterminer la température de l'eau à un état de $P= 0.5$ MPa et $h=2890$ kJ / kg.

Exercice 7

Déterminez les propriétés manquantes de l'eau et les descriptions de phase dans ce qui suit :

$T, ^\circ\text{C}$	P, kPa	$U, \text{kJ/kg}$	X	phase
---------------------	-----------------	-------------------	-----	-------

	200		0.6	
125		1600		
	1000	2950		
75	500			
	850		0.0	

Exercice 8

Un dispositif piston-cylindre contient 0,005 m³ d'eau liquide et 0,9 m³ de vapeur d'eau en équilibre à 600 kPa. La chaleur est transférée à pression constante jusqu'à ce que la température atteigne 200 °C.

- Quelle est la température initiale de l'eau?
- Déterminer la masse totale de l'eau.
- Calculez le volume final.
- Montrer le processus sur un diagramme $P-v$

Exercice 9

Déterminez les propriétés manquantes et les descriptions de phase dans ce qui suit :

$T, ^\circ\text{C}$	P, kPa	$V, \text{m}^3/\text{kg}$	<i>phase</i>
140		0.05	
	550		Liquide saturé
125	750		
500		0.14	

$T, ^\circ\text{C}$	P, kPa	$V, \text{m}^3/\text{kg}$	<i>phase</i>
50		7.72	
	400		Vapeur saturée
250	500		
110	350		

2.7 Réponses aux exercices

Exercice 1

$$P = P_{\text{sat à } 90^\circ\text{C}} = 70,14 \text{ kPa}$$

$$V = mv_f = 50 \times 0,001036 = 0,0518 \text{ m}^3$$

Exercice 2

$$P_{sat} = 344737,864 \text{ Pa}$$

$$T = 138,34 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$v = 0,5322 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$m = \frac{V}{v} = \frac{0,057}{0,5322} = \mathbf{0,107 \text{ kg}}$$

Exercice 3

$$\text{A } P_{sat} = 100 \text{ kPa} \quad v_{fg} = 1.69296 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad \text{et} \quad h_{fg} = 2258,02 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta V = m v_{fg} = 0,2 \times 1.69296 = 0,3386 \text{ m}^3$$

L'énergie transférée

$$Q = m h_{fg} = 0,2 \times 2258,02 = 451,6 \text{ kJ}$$

Exercice 4

- La pression dans le réservoir

$$P = P_{sat \text{ à } 90^{\circ}\text{C}} = 70,14 \text{ kPa}$$

- Le volume du réservoir

On a :

$$m = 10 \text{ kg}, \quad m_f = 8 \text{ kg}, \quad m_g = 2 \text{ kg}$$

$$\text{A } T = 90^{\circ}\text{C} \rightarrow v_f = 0.001036 \text{ m}^3/\text{kg} \quad \text{et} \quad v_g = 2.36056 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Alors :

$$V = m_f v_f + m_g v_g = 8 \times 0.001036 + 2 \times 2.36056$$
$$V = 4,73 \text{ m}^3$$

Exercice 5

La vapeur d'eau à 400°C a un volume spécifique de $0,02 \text{ m}^3 / \text{kg}$.

Déterminer la pression de la vapeur

- En considérant la vapeur un gaz parfait ($r=0.4615 \text{ kJ/kgK}$)
- En utilisant les tables des propriétés thermodynamique de la vapeur d'eau

Détermination de la pression de la vapeur

- pour le cas d'un gaz parfait

$$P = \frac{rT}{v} = \frac{0,4615 \times 673}{0,02}$$

$$P = 15,53 \text{ MPa}$$

- En utilisant les tables

400° C la vapeur est surchauffée.

$$\text{A } P = 10 \text{ MPa} \rightarrow v = 0,02641 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P = 15 \text{ MPa} \rightarrow v = 0,01565 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Pour } v = 0,02641 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad P = 12,98 \text{ MPa}$$

Exercice 6

$$h > h_g \rightarrow \text{état vapeur surchauffée}$$

$$\text{A } h = 2855,37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \rightarrow T = 200^\circ\text{C}$$

$$h = 2960,68 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \rightarrow T = 250^\circ\text{C}$$

Par interpolation linéaire

$$\text{Pour } h = 2890 \text{ kJ/kg} \rightarrow T = 216,5^\circ\text{C}$$

Exercice 7

<i>T, °C</i>	<i>P, kPa</i>	<i>U, kJ/kg</i>	<i>X</i>	<i>phase</i>
120,23	200	1719,5	0.6	Vapeur+liquide
125	232,1	1600	0,534	Vapeur+liquide
253,4	1000	2950	/	Vapeur surchauffée
75	500	313,87	/	Liquide sous refroidi
172,96	850	731,25	0.0	Liquide saturé

Exercice 8

- La température initiale de l'eau

$$T_i = T_{\text{sat à } P=600 \text{ kPa}} = 158,85 \text{ kPa}$$

- Masse totale de l'eau

$$\text{A } P = 600 \text{ kPa} \rightarrow v_f = 0,001101 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \text{ et } v_g = 0,31567 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$m = \frac{V_f}{v_f} + \frac{V_g}{v_g} = \frac{0,005}{0,001101} + \frac{0,9}{0,31567}$$

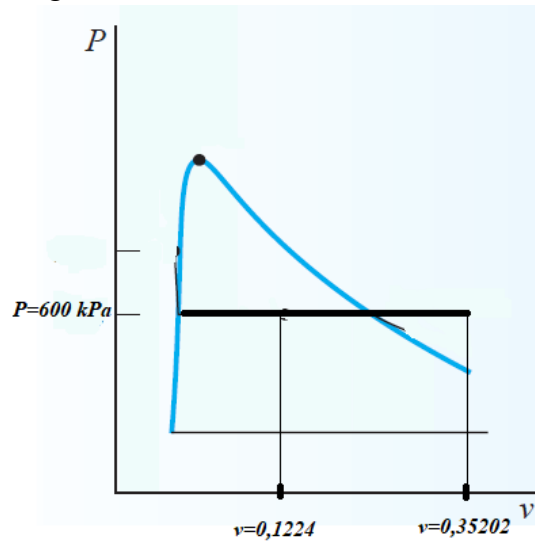
$$m = 7,4 \text{ kg}$$

- Le volume final

$$\text{A } P = 600 \text{ kPa} \text{ et } T = 200^\circ\text{C} \rightarrow v = 0,35202 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$V = mv = 7,4 \times 0,35202 = 2,6 \text{ m}^3$$

- Le processus sur un diagramme P - v



Exercice 9 :

$T, ^\circ\text{C}$	P, kPa	$V, \text{m}^3/\text{kg}$	$phase$
140		0.05	
	550		Liquide saturé
125	750		
500		0.14	

$T, ^\circ\text{C}$	P, kPa	$V, \text{m}^3/\text{kg}$	$phase$
50		7.72	
	400		Vapeur saturée
250	500		
110	350		

3 THERMODYNAMIQUE DES VAPEURS ET DE L'AIR HUMIDE

3.1 Introduction

La phase gazeuse d'une substance et à des températures inférieures à la température critique est souvent appelée vapeur. Le terme vapeur désigne un état gazeux proche de la région de saturation de la substance, ce qui implique la possibilité de condensation au cours d'un processus. En ingénierie Plusieurs mélanges gaz-vapeur sont rencontrés et plus couramment le mélange air-vapeur d'eau

3.2 Air atmosphère et air sec

L'air est un mélange gazeux constitue principalement d'oxygène et d'azote et de petites quantités d'autre gaz comme l'argon, le dioxyde de carbone et des traces de gaz rares.

L'air dans l'atmosphère contient normalement de la vapeur d'eau ou de l'humidité est appelé air atmosphérique. En revanche, l'air qui ne contient pas de la vapeur d'eau est appelé air sec.

Pratiquement l'air est traité comme un mélange de vapeur d'eau et de l'air sec.

3.3 Humidité spécifique et humidité relative de l'air :

La quantité de vapeur d'eau dans l'air peut être spécifiée de différentes manières :

La première, probablement la plus logique, est de spécifier directement la masse de la vapeur d'eau présentée dans une unité de masse d'air sec. Ce qu'on appelle humidité absolue ou spécifique (ω)

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad \left(\frac{\text{kg de vapeur d'eau}}{\text{kg d'air sec}} \right)$$

L'humidité spécifique peut également s'exprimer comme suit :

$$\omega = \frac{P_v v / R_v T}{P_a v / R_a T} = \frac{P_v / R_v}{P_a / R_a} = \frac{R_a P_v}{R_v P_a} = 0,622 \frac{P_v}{P_a}$$

Avec :

P_v : Pression partielle de la vapeur d'eau

P_a : Pression partielle de l'air

P : Pression totale du mélange

$$P = P_a + P_v \quad (\text{Loi de Dalton})$$

Alors :

$$\omega = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v}$$

Exemple 1:

De l'air à $T = 25^\circ\text{C}$ et une pression $P_a = 100 \text{ kPa}$

La pression de saturation de l'eau à $T = 25^\circ\text{C}$ est $P_{sat} = 3,1698 \text{ kPa}$

Si

$P_v = 0$ alors $\omega = 0$ cas de l'air sec

$P_v < P_{sat}$ cas de l'air non saturé (il peut absorber encore de la vapeur d'eau sans condensation)

$P_v = P_{sat}$ cas de l'air saturé (Toute vapeur d'eau supplémentaire se condense immédiatement.)

La quantité d'humidité dans l'air a un effet sur le confort thermique. Le niveau du confort dépend de la quantité d'humidité contenue dans l'air (m_v) par rapport à la quantité maximale (m_g) que l'air peut retenir à la même température. Le rapport entre ces deux quantités est appelé humidité relative ϕ

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v v / R_v T}{P_g v / R_v T} = \frac{P_v}{P_g}$$

Où

$$P_g = P_{sat} \text{ à } T$$

La relation entre ϕ et ω peut s'écrire :

$$\phi = \frac{\omega P}{(0,622 + \omega)P_g} \quad \text{et} \quad \omega = \frac{0,622 \phi P_g}{P - \phi P_g}$$

L'enthalpie total de l'air atmosphérique est la somme de l'enthalpie de l'air sec et de la vapeur d'eau

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v$$

$$h = \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v$$

Avec :

$$h_v \cong h_g \quad \text{pour des faibles valeurs de pression}$$

L'enthalpie h_g peut être déterminée approximativement par la formule :

$$h_g(T) \cong h_g(0^\circ\text{C}) + 1,82T \quad \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad T \text{ en } ^\circ\text{C}$$

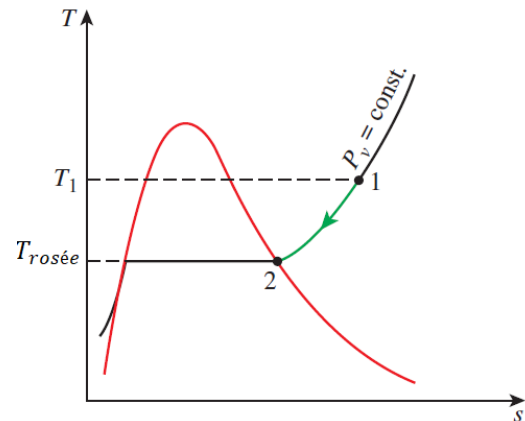
On peut écrire

$$h = h_a + \omega h_g \quad \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{d'air sec} \right)$$

3.4 Température de rosé :

Elle est définie comme étant la température à laquelle l'air doit être refroidi à pression constante pour que la vapeur d'eau qu'il contient commence à se condenser en eau liquide.

Figure 3-1 : Refroidissement de l'air humide à pression constante et la température de rosée



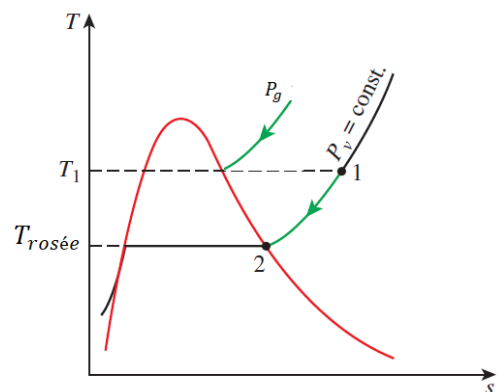
$$T_{\text{rosée}} = T_{\text{sat}} \quad \text{à } P = C^{st}$$

Exemple 2 :

Considérons une maison contenant de l'air à 20°C et une humidité relative de 75 %. À quelle température de vitre l'humidité de l'air commencera-t-elle à se condenser sur les surfaces intérieures des fenêtres ?

Apartir des tables de propriétés thermodynamique de la vapeur d'eau

$$\text{A } 20^\circ\text{C} \quad P_g = P_{\text{sat}} = 2,3392 \text{ kPa}$$



$$P_v = \phi P_g = 0,75 \times 2,3392 = 1,754 \text{ kPa}$$

$$T_{\text{rosée}} = T_{\text{sat}} \quad \text{à } P = 1,754 \text{ kPa}$$

$$T_{rosée} = 15,4^{\circ}C$$

Exemple 3 :

100 m³ d'un mélange air-vapeur d'eau à 0,1 MPa et 35°C avec $\phi = 70\%$.

Calculer :

- L'humidité absolue
- Point de rosé
- Masse de l'air
- Masse de la vapeur

- Calcul de l'humidité absolue

$$\phi = 0,70 = \frac{P_v}{P_g} \Rightarrow P_v = 0,70 \times P_g$$

$$\text{A } T = 20^{\circ}C \quad P_g = P_{sat} = 5,6291 \text{ kPa} \Rightarrow P_v = 3,94 \text{ kPa}$$

$$P_a = P - P_v = 96,06 \text{ kPa}$$

$$\omega = \frac{0,622 \phi P_g}{P - \phi P_g} = 0,0255$$

- Température de Rosée

$$T_{rosée} = 28,6^{\circ}C$$

- Masse de l'air

L'air est considéré comme un gaz parfait, alors :

$$P_a v = m_a R_a T \Rightarrow m_a = \frac{P_a v}{R_a T} = \frac{96,06 \times 100}{0,287 \times 308,15}$$

$$m_a = 108,6 \text{ kg}$$

- Masse de la vapeur

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \Rightarrow m_v = \omega \times m_a = 2,77 \text{ kg}$$

Ou bien :

$$P_v v = m_v R_v T \Rightarrow m_v = \frac{P_v v}{R_v T} = \frac{3,94 \times 100}{0,46152 \times 308,15} = 2,77 \text{ kg}$$

3.5 Processus de saturation adiabatique et température de bulbe humide

Le processus de saturation adiabatique est un processus théorique dans lequel de l'air humide non saturé est amené à l'état de saturation ($\phi = 100\%$) sans échange de chaleur avec l'extérieur (adiabatique).

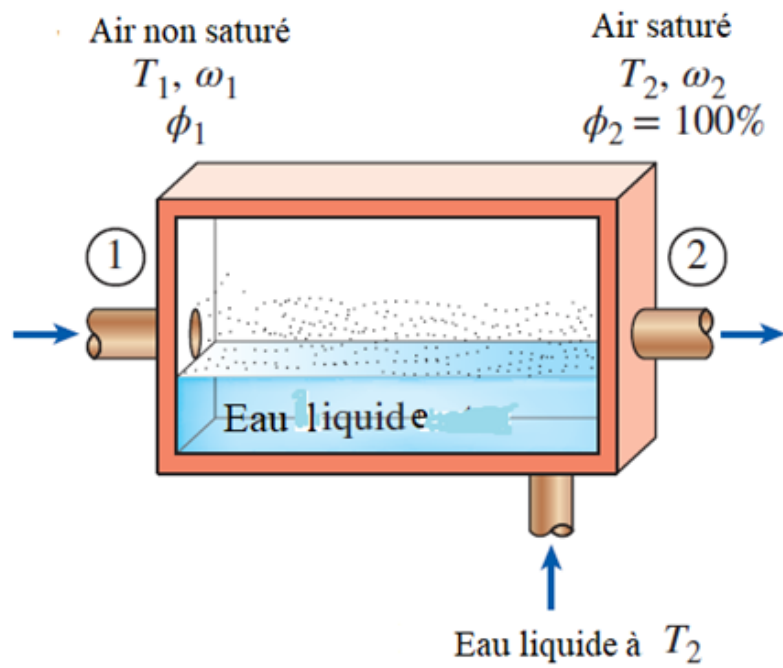


Figure 3-2 Chambre de saturation adiabatique

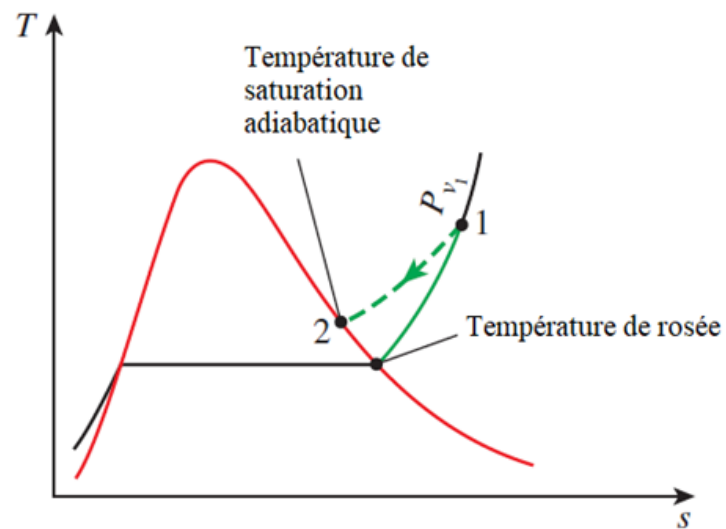


Figure 3-3 Présentation du processus de saturation adiabatique sur un diagramme T-s

La figure 3-2 montre le dispositif conceptuel pour ce processus dont le principe de fonctionnement est le suivant :

- L'air entre dans une chambre longue et isolée thermiquement
- De l'eau liquide est présente au fond de la chambre
- L'eau s'évapore en prélevant de la chaleur à l'air
- L'air se refroidit et se charge en vapeur
- À la sortie, l'air est saturé à la température T_2
- T_2 est appelée température de saturation adiabatique.

3.5.1 Bilan massique

Conservation de la quantité de l'air

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$$

Pour l'eau

$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{v2}$$

Avec :

$$\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_a$$

Et

$$\dot{m}_{v2} = \omega_2 \dot{m}_a$$

Alors :

$$\dot{m}_f = (\omega_2 - \omega_1) \dot{m}_a$$

3.5.2 Bilan énergétique :

Le processus est adiabatique ($Q = 0$) et sans échange de travail ($W = 0$) alors le premier principe de la thermodynamique pour les systèmes ouvert s'écrit :

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_{v1} h_{v1} + \dot{m}_f h_{f2} = \dot{m}_a h_2 + \dot{m}_{v2} h_{v2}$$

$$h_1 + \omega_1 h_{v1} + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = h_2 + \omega_2 h_{v2}$$

$$\omega_1 h_{v1} + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = C_{Pa}(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{v2}$$

$$\omega_1 (h_{v1} - h_{f2}) = C_{Pa}(T_2 - T_1) + \omega_2 (h_{v2} - h_{f2})$$

$$\omega_1 (h_{v1} - h_{f2}) = C_{Pa}(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg2}$$

La température de saturation adiabatique, c'est-à-dire la température du mélange à sa sortie du conduit, dépend de la pression, de la température et de l'humidité relative du mélange air-vapeur entrant, ainsi que de la pression de sortie. L'humidité relative et l'humidité absolue du mélange air-vapeur peuvent donc être déterminées à partir des mesures de pression et de température de ce mélange à l'entrée et à la sortie du saturateur adiabatique. Ces mesures étant relativement simples à réaliser.

Exemple 4 :

La pression d'un mélange air-vapeur d'eau entrant et sortant du saturateur adiabatique est de 0,1 MPa, sa température d'entrée est de 30 °C et sa température de sortie est de 20 °C, qui est la température de saturation adiabatique. Calculez l'humidité absolue et l'humidité relative du mélange air-vapeur d'eau entrant.

La vapeur à la sortie est une vapeur saturée alors :

$$P_{v2} = P_{g2} = P_{sat} \text{ à } T = 20^\circ\text{C} = 2,339 \text{ kPa}$$

$$\omega_2 = 0,622 \frac{P_{v2}}{P - P_{v2}} = 0,622 \frac{2,339}{100 - 2,339}$$

$$\omega_2 = 0,0149$$

$$\omega_1 = \frac{C_{Pa}(T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg2}}{(h_{v1} - h_{f2})}$$

Avec :

$$C_{Pa} = 1,004 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad \text{et} \quad h_{fg2} = 2454,1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{v1} = 2556,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{et} \quad h_{f2} = 83,96 \text{ kJ/kg}$$

$$\omega_1 = \frac{1,004(20 - 30) + 0,0149 \times 2454,1}{(2556,3 - 83,96)} = 0,0107$$

$$\omega_1 = 0,622 \frac{P_{v1}}{P - P_{v1}} \Rightarrow P_{v1} = 1,691 \text{ kPa}$$

$$\phi_1 = \frac{P_{v1}}{P_{g1}} = \frac{1,691}{4,246}$$

$$\phi_1 = 0,398$$

3.6 Températures de bulbe humide et de bulbe sec et le graphique psychrométrique

L'humidité d'un mélange air-vapeur d'eau est traditionnellement mesurée à l'aide d'un psychromètre, ce dernier utilise un courant d'air forcé qui passe devant deux thermomètres à bulbe le premier a bulbe sec et le second a bulbe humide. Le bulbe du thermomètre à bulbe humide est recouvert d'une mèche de coton imbibée d'eau distillée.

Le thermomètre à bulbe sec sert simplement à mesurer la température de l'air.

Au niveau du thermomètre à bulbe humide, des processus complexes se produisent et font intervenir des transferts simultanés de chaleur et de masse. Lorsque le mélange air – vapeur d'eau n'est pas saturé, une partie de l'eau contenue dans la mèche (imbibée d'eau) s'évapore et fait refroidir le courant du mélange. Après un certain temps le système atteint son équilibre thermique

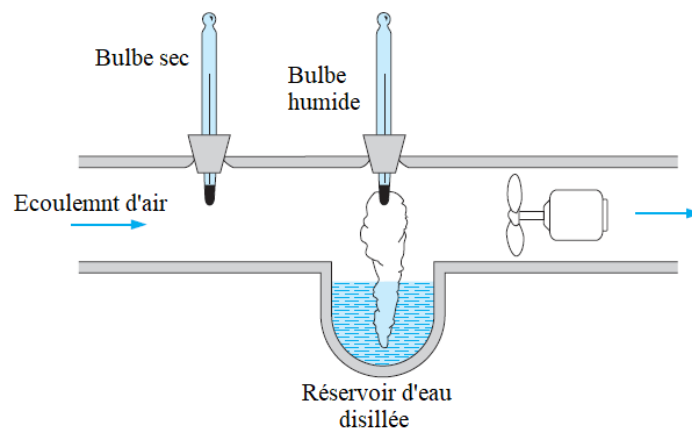


Figure 3-4 Appareil pour la mesure des températures de bulbe sec et humide

Les propriétés du mélange air-vapeur d'eau sont représentées graphiquement sur des diagrammes psychrométriques.

Un diagramme psychrométrique contient deux axes principaux :

- Axe horizontal : représente la température mesurée avec un thermomètre classique (bulbe sec)
- Axe vertical : représente l'humidité absolue (ω)

Des courbes importantes :

- Courbe de saturation (air totalement saturé en vapeur d'eau).
- Courbe d'humidité relative : indique le degré de saturation de l'air.
- Lignes des températures de bulbe humide.
- Lignes d'enthalpie

Figure 3-5 Schéma d'un diagramme psychrométrique

3.7 Exercices

Exercice 1

Une chambre de 5 m x 5 m x 3 m contient de l'air à 25 °C et 100 kPa à une humidité relative de 75%. Déterminer :

- (a) la pression partielle d'air sec, (b) l'humidité spécifique, (c) l'enthalpie par unité de masse de l'air sec, et (d) les masses d'air sec et de la vapeur d'eau dans la chambre.

15 kg d'air sec
0.17 kg de vapeur d'eau
 $T = 30^\circ \text{C}$
 $P = 100 \text{ kPa}$

Exercice 2

Un réservoir contient de l'air sec et de la vapeur d'eau dans des conditions présentées sur la figure.

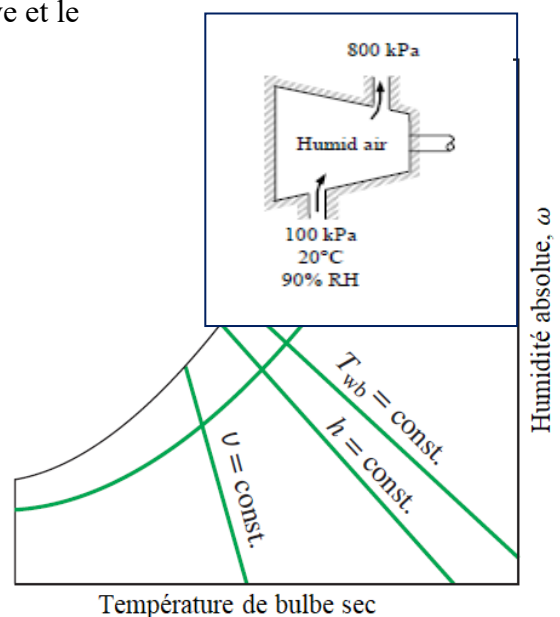
Déterminer l'humidité spécifique, l'humidité relative et le volume du réservoir.

Air
 $T = 20^\circ \text{C}$
 $P = 98 \text{ kPa}$
 $\phi = 85\%$

Exercice 3

Une chambre contient de l'air dans des conditions présentées sur la figure.

Déterminer la pression partielle de l'air, l'humidité spécifique et l'enthalpie par unité de masse d'air sec.



Exercice 4

Un réservoir de volume $V = 8 \text{ m}^3$ contient de l'air saturé à une température $T = 30^\circ \text{C}$ et une pression $P = 105 \text{ kPa}$.

Déterminer la masse d'air sec, l'humidité spécifique et l'enthalpie par unité de masse de l'air.

Exercice 5

L'air humide est comprimé dans un compresseur isentropique (pour l'air $k=1.4$).

Déterminer l'humidité relative de l'air à la sortie du compresseur.

Exercice 6

Une personne portant des lunettes entre dans une pièce chaude à une température $T_1 = 25^\circ \text{C}$ et une humidité relative $\phi = 30\%$

La température à l'extérieur est $T_2 = 12^\circ \text{C}$

On demande de déterminer si les verres s'embueront.

Rep :

$T_{\text{rosée}} = 6,1^\circ \text{C}$, $T > T_{\text{rosée}}$ les verres ne s'embueront pas.

Exercice 7

Les températures de bulbe sec et humide de l'air atmosphérique à une pression $P = 95 \text{ kPa}$ sont 25°C et 17°C successivement. Déterminer l'humidité spécifique, l'humidité relative et l'enthalpie de l'air.

Exercice 8

La pression, la température et la température de bulbe humide de l'air sont $T_{dp} = 28^\circ \text{C}$,

$$P = 1 \text{ atm}, T_{wb} = 20^\circ \text{C}$$

En utilisant le diagramme psychrométrique, déterminer :

L'humidité relative, l'humidité spécifique, l'enthalpie, la température du point de rosée et la pression de vapeur d'eau.

3.8 Solutions des exercices

Exercice 1 :

Données :

$$T = 25^\circ \text{C}, \quad P = 100 \text{ kPa}, \quad \phi = 0,75$$

- Pression partielle d'air sec

$$P = P_v + P_a \quad (\text{Loi de Dalton})$$

$$P_v = \phi P_g$$

$P_g = 3,169 \text{ kPa}$ (à partir des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau)

$$P_v = 2,376$$

$$P_a = P - P_v = 97,62 \text{ kPa}$$

- L'humidité absolue

$$\omega = \frac{0,622 \phi P_g}{P - \phi P_g} = \frac{0,622 \times 0,75 \times 3,169}{100 - 0,75 \times 3,169}$$

$$\omega = 0,0152$$

- L'enthalpie par unité de masse de l'air sec

$$h = h_a + \omega h_v$$

$$h_a = C_{pa} T = 1,005 \times 25$$

$$h_a = 25,125 \text{ kJ/kg}$$

$$h_v = h_g = 2547,17 \text{ kJ/kg}$$

$$h = h_a + \omega h_g$$

$$h = 63,84 \text{ kJ/kg}$$

- Les masses d'air sec et de la vapeur d'eau dans la chambre
L'air est considéré un gaz parfait

$$P_a v = m_a R_a T$$

$$m_a = \frac{P_a V}{R_a T} = \frac{97,62 \times 5 \times 5 \times 3}{0,287 \times 298,15} = 85,6 \text{ kg}$$

$$m_v = \omega m_a = 0,0152 \times 85,6$$

$$m_v = 1,3 \text{ kg}$$

Exercice 2 :

Données :

$$m_a = 15 \text{ kg} , \quad m_v = 0,17 \text{ kg} , \quad T = 30^\circ \text{C}, \quad P = 100 \text{ kPa}$$

- L'humidité spécifique

$$\omega = \frac{m_a}{m_v} = \frac{0,17}{15} = 0,01133$$

- L'humidité relative

$$\phi = \frac{P_v}{P_g}$$

$$P_g = 4,2469 \text{ kPa}$$

On a :

$$\omega = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} \Rightarrow P_v = \frac{\omega P}{0,622 + \omega} = 1,789 \text{ kPa}$$

Donc :

$$\phi = \frac{1,789}{4,2469} = 0,4212$$

$$\phi = 42,12 \%$$

- Le volume du réservoir

$$V = \frac{m_v R_v T}{P_v} = \frac{0,17 \times 0,4619 \times 303,15}{1,789}$$

$$V = 13,4 \text{ m}^3$$

Exercice 3 :

Données :

$$\phi = 85 \% \text{ kg} , \quad T = 20^\circ \text{C}, \quad P = 98 \text{ kPa}$$

- Pression partielle de l'air

$$P_a = P - P_v$$

Avec :

$$P_v = \phi P_g$$

$$P_g = 2,3392 \text{ kPa}$$

$$P_v = 1,988 \text{ kPa}$$

$$P_a = 96,012 \text{ kPa}$$

- L'humidité absolue

$$\omega = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} = 0,0129$$

- L'enthalpie par unité de masse d'air sec

$$h = h_a + \omega h_v$$

$$h_a = C_{p_a} T = 1,005 \times 20$$

$$h_a = 20,1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_v = h_g = 2537,4 \text{ kJ/kg}$$

$$h = h_a + \omega h_g$$

$$h = 52,78 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Exercice 4 :

Données :

$$V = 8 \text{ m}^3 , \phi = 100 \% \text{ kg} , \quad T = 30^\circ \text{C}, \quad P = 105 \text{ kPa}$$

- Déterminer la masse d'air sec l'enthalpie de l'air

$$m_a = \frac{P_a V}{R_a T}$$

Avec :

$$P_a = P - P_v$$

Et :

$$P_v = \phi P_g$$

$$P_g = 4,2469 \text{ kPa}$$

$$P_v = 4,2469 \text{ kPa}$$

$$P_a = 100,754 \text{ kPa}$$

Alors :

$$m_a = \frac{100,754 \times 8}{0,287 \times 303,15} = 9,26 \text{ kg}$$

- l'humidité spécifique

$$\omega = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} = 0,622 \frac{4,2469}{100,754}$$

$$\omega = 0,02621$$

- L'enthalpie par unité de masse de l'air

$$h = h_a + \omega h_v$$

$$h_a = C_{Pa} T = 1,005 \times 30$$

$$h_a = 30,15 \text{ kJ/kg}$$

$$h_v = h_g = 2555,6 \text{ kJ/kg}$$

$$h = h_a + \omega h_g$$

$$h = 97,13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Exercice 5:

Données :

$$P_1 = 100 \text{ kPa}, \quad \phi_1 = 90 \% , \quad T_1 = 20^\circ \text{C}, \quad P_2 = 800 \text{ kPa}$$

- Humidité absolue à l'entrée du compresseur

$$\text{A } T_1 = 20^\circ \text{C} , \quad P_{g1} = P_{sat} = 2,338 \text{ kPa}$$

$$\omega_1 = 0,622 \frac{P_{v1}}{P_1 - P_{v1}} = 0,622 \frac{\phi_1 P_{g1}}{P_1 - \phi_1 P_g}$$

$$\omega_1 = 0,01377$$

La compression est isentropique

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k}$$

$$T_2 = 530,8 \text{ K} = 257,7^\circ \text{C}$$

- La pression partielle de la vapeur à la sortie du compresseur

Puisqu'il n'y a pas de condensation au niveau du compresseur alors :

$$\omega_2 = \omega_1 = 0,01377$$

$$\omega_2 = 0,622 \frac{P_{v2}}{P_2 - P_{v2}} \Rightarrow P_{v2} = \frac{\omega_2 P_2}{0,622 + \omega_2}$$

$$P_{v2} = 16,835 \text{ kPa}$$

- Humidité relative à la sortie du compresseur

$$\phi_2 = \frac{P_{v2}}{P_{g2}}$$

$$P_{g2} = P_{sat} \text{ à } T_2$$

A partir des tables et par interpolation linéaire

$$P_{g2} = 4529 \text{ kPa}$$

$$\phi_2 = 0,00372 \approx 0,37 \%$$

Exercice 6:

Données :

$$\phi = 30 \% , \quad T_1 = 25^\circ \text{C}, \quad T_2 = 12^\circ \text{C}$$

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} \Rightarrow P_v = \phi P_g$$

$$P_g = P_{sat} \text{ à } T_1$$

$$P_g = 3,169 \text{ kPa}$$

$$P_v = \phi P_g = 0,3 \times 3,169 = 0,9507 \text{ kPa}$$

$$P_v = P_{sat} \text{ à } T_{rosée}$$

A partir des tables thermodynamiques et par interpolation on obtient :

$$T_{rosée} = 6,1^\circ \text{C} ,$$

$T > T_{rosée}$ les verres ne s'embueront pas.

Exercice 7:

Données :

$$P = 95 \text{ kPa} , \quad T_{humide} = 17^\circ \text{C}, \quad T_{sec} = 25^\circ \text{C}$$

$$P_{g1} = P_{sat} \text{ à } T_{sec}$$

$$P_{g1} = 3,169 \text{ kPa}$$

$$P_{g2} = P_{sat} \text{ à } T_{humide}$$

$$P_{g2} = 1,937 \text{ kPa}$$

$$\omega_1 = \frac{C_{Pa}(T_{humide} - T_{sec}) + \omega_2 h_{fg2}}{(h_{g1} - h_{f2})}$$

$$\omega_2 = 0,622 \frac{P_{g2}}{P - P_{g2}} = 0,622 \frac{1,937}{95 - 1,937}$$

$$\omega_2 = 0,02081$$

Alors :

$$\omega_1 = \frac{1,005 \times (17 - 25) + 0,02081 \times 2459}{(2546,5 - 71)} = \frac{152,27}{2425,17} = 0,0174$$

$$\phi_1 = \frac{\omega_1 P}{(0,622 + \omega_1) P_{g1}} = \frac{0,0174 \times 95}{(0,622 + 0,0174) \times 3,169}$$

$$\phi_1 = 0,816$$

$$h = h_{a1} + \omega_1 h_{v1} = C_{Pa1} T_1 + \omega_1 h_{v1}$$

$$h = 1,005 \times 25 + 0,0174 \times 2546,5$$

$$h = 69,44 \text{ kJ/kg}$$

Exercice 8:

Données :

$$T_{dp} = 28^\circ \text{C},$$

$$P = 1 \text{ atm}, \quad T_{wb} = 20^\circ \text{C}$$

L'utilisation du diagramme psychrométrique donne :

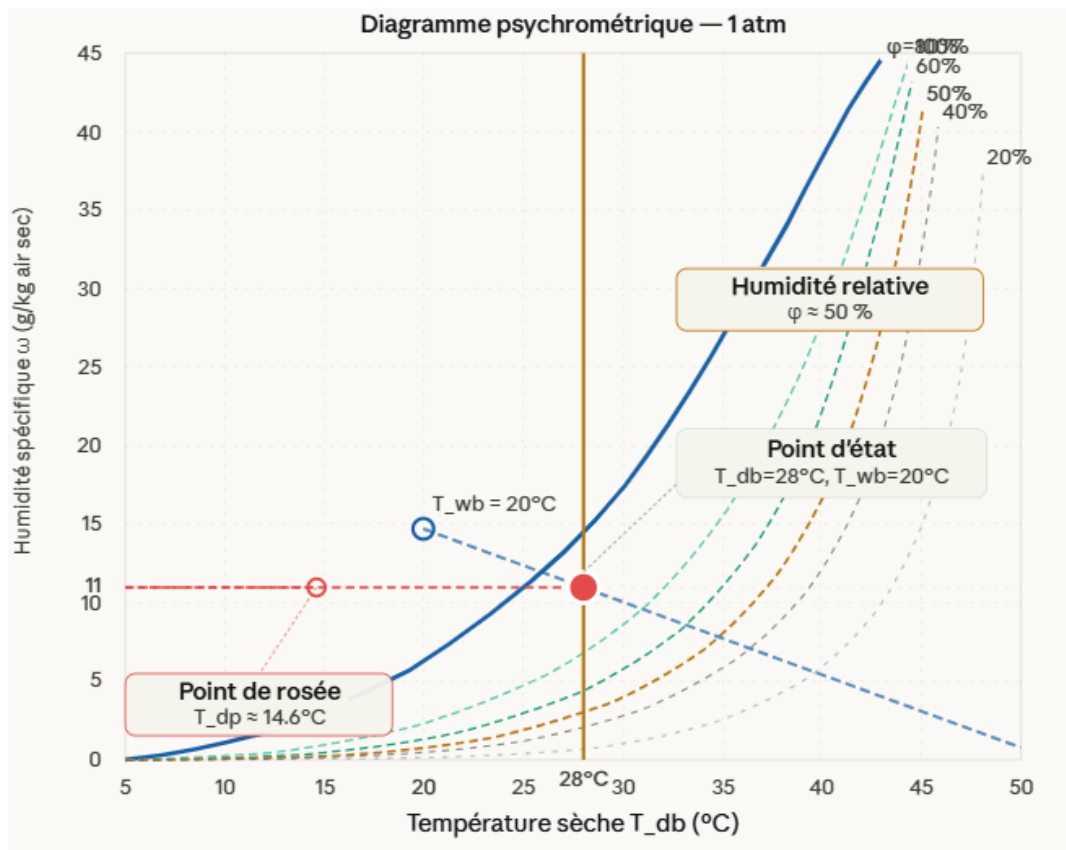
$$\phi \approx 50\%$$

$$\omega = 0,011$$

$$h = 57,5 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{rosée} = 14,6^\circ \text{C}$$

$$P_v = 1,89 \text{ kPa}$$



4 COMPRESSION DES GAZ

4.1 Définition

Comprimer un fluide, c'est le porter d'une pression P_a dite pression d'aspiration, à une pression P_r (supérieure à P_a) dite pression de refoulement. La transformation met en jeu un certain travail, dit "de compression"

4.2 Compression polytropique réversible d'un gaz parfait

Lorsqu'un gaz subit une transformation réversible avec changement de chaleur, le processus se déroule généralement de telle manière qu'un tracé de $\log P$ par rapport à $\log V$ est une ligne droite comme la montre la figure 4-1 ce processus est dit polytropique

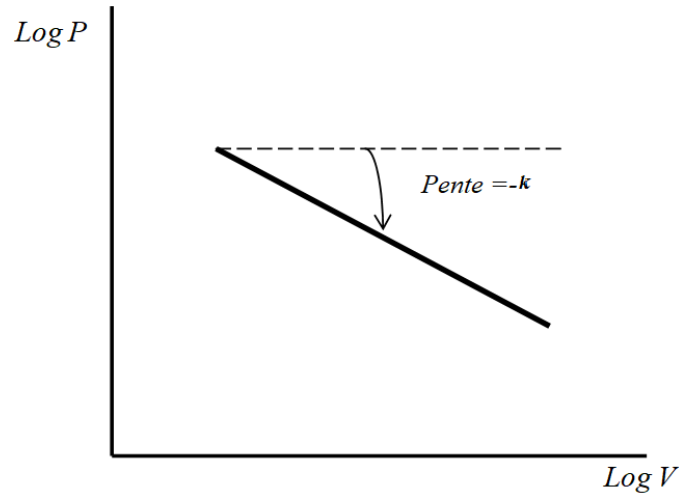


Figure 4-1 Exemple d'un processus polytropique

A partir de la figure, on peut écrire :

$$\frac{d \ln P}{d \ln V} = -k$$

$$d \ln P + k d \ln V = 0$$

Avec $k = \text{constant}$ (k est le coefficient polytropique de la transformation)

On peut intégrer l'équation précédente pour obtenir la relation suivante :

$$PV^k = \text{constant} = P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$$

Alors, pour un processus polytropique, on peut écrire les relations suivantes :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}$$

La transformation met en jeu un certain travail W

$$W_{1-2} = - \int_1^2 P dV \text{ et } PV^k = \text{constant}$$

$$W_{1-2} = \text{constant} \int_1^2 \frac{dV}{V^k}$$

$$= \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{k - 1} = \frac{nR(T_2 - T_1)}{k - 1}$$

Pour toute valeur de k différente de 1 ($k \neq 1$)

Les transformations polytropiques pour différents valeurs de k illustrées sur le diagramme $P-v$ et le diagramme $T-s$ schématisés sur la figure 4-2.

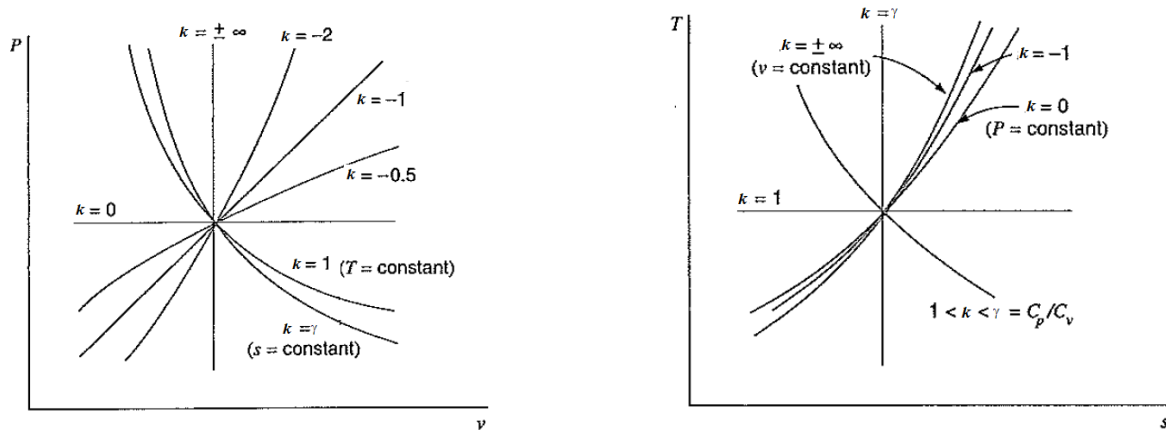


Figure 4-2 Le processus polytropique sur un diagramme $P-v$ et sur un diagramme $T-s$

Pour $k=0$ transformation est isobare ($P=\text{constant}$)

Pour $k = \infty$ transformation est isochore ($V=\text{constant}$)

Pour $k=1$ transformation est isotherme ($T=\text{constant}$)

Pour $k = \gamma$ transformation est isentropique ($s=\text{constant}$)

4.3 Classification des machines de compression

Les compresseurs sont des machines compactes, traversées par un fluide gazeux qui y séjourne très peu de temps. Les surfaces d'échange sont réduites et les coefficients d'échange thermique faibles. Il en résulte que généralement les échanges de chaleur entre le fluide de travail et l'extérieur sont négligeables devant le travail de compression : la compression de référence est donc une compression adiabatique. Si elle est réversible, il s'agit d'une isentropique.

On distingue deux grandes familles de compresseurs

- Compresseurs volumétriques
- Turbo-Compresseurs

4.4 Compresseurs volumétriques :

Un compresseur volumétrique se caractérise par l'encapsulation, ou emprisonnement, du fluide qui le traverse dans un volume fermé que l'on réduit progressivement. Un retour de ce fluide dans le sens des pressions décroissantes y est empêché par la présence d'une ou

plusieurs parois mobiles. Dans ce type de machine, l'énergie cinétique communiquée au fluide ne joue généralement aucun rôle utile.

Le schéma suivant montre les différents types de compresseurs volumétriques

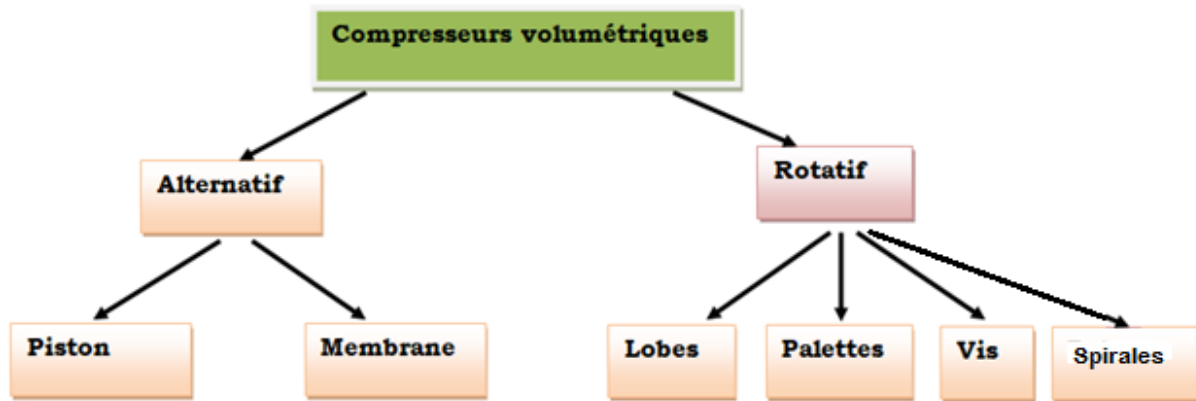
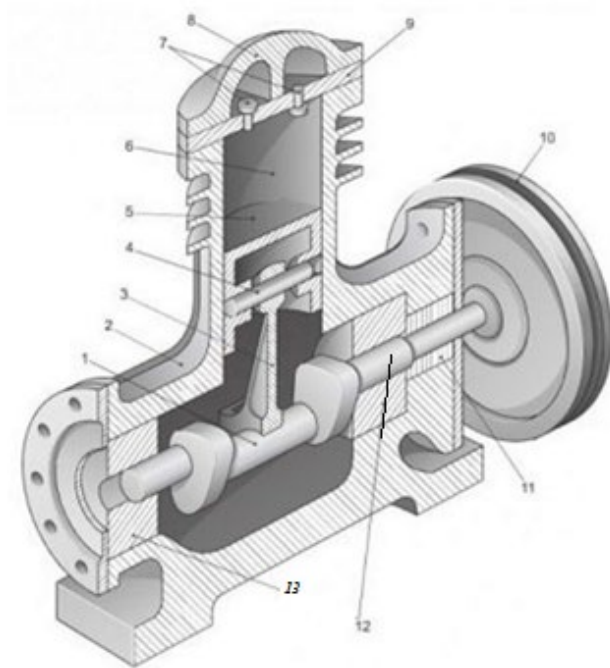


Figure 4-3 Les différents types de compresseurs volumétriques

4-4-1 Compresseur alternatif à pistons

- **Définition**

C'est le type de compresseur le plus répandu ; la compression des gaz est obtenue par le déplacement d'un ou de plusieurs pistons dans une capacité donnée (cylindre). Ce mouvement étant créé par un système bielle-manivelle (*Figure 4-4*) ou par un système à barillet (*Figure 4-5*); il faut également signaler les compresseurs à pistons axial (compresseurs à plateau oscillant) rencontrés surtout dans le domaine de la climatisation automobile.



1-Vilebrequin, 2- Enveloppe, 3- bielle,
4- axe de piston, 5- piston, 6- cylindre,
7- soupape (clapet), 8- Culasse, 9- plaque soupape,
10- volant, 11- joints d'étanchéité, 12- vilebrequin,
13- bague (guidage en rotation)

Figure 4-4 Les différents composants d'un compresseur à piston

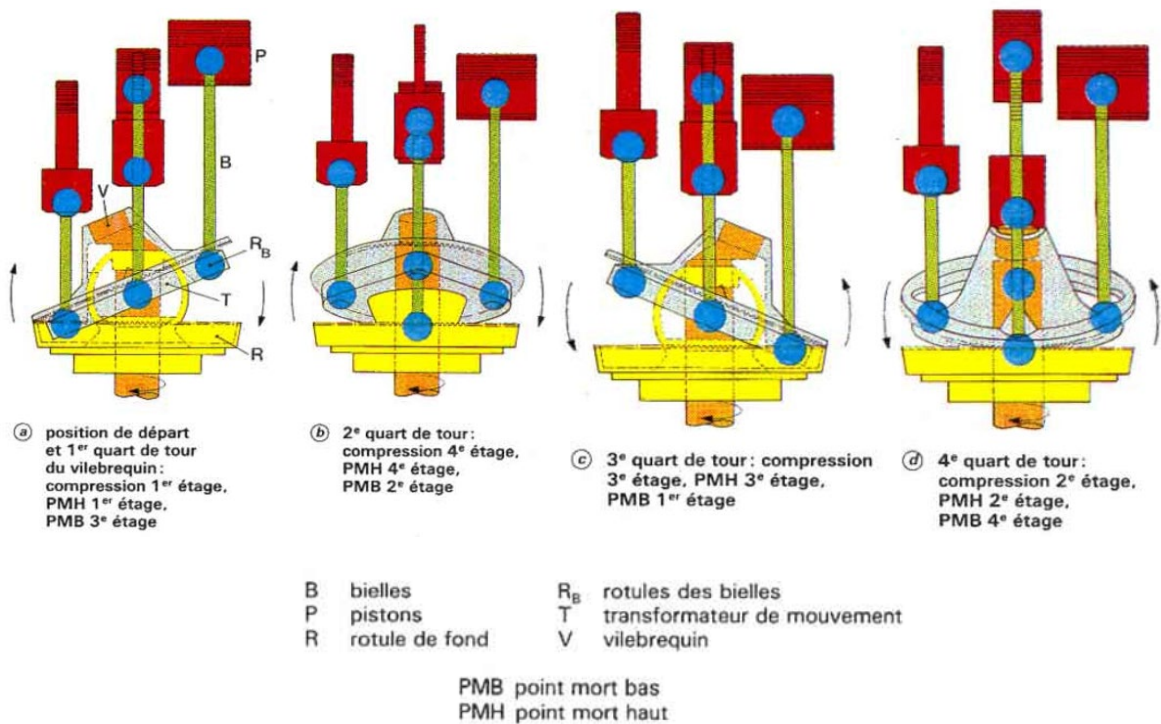


Figure 4-5 Compresseur à piston à barillet : Principe de fonctionnement

(Source techniques de l'ingénieur)

Les compresseurs à piston comprennent un piston ou plus, la figure 4-5 montre un compresseur à deux pistons

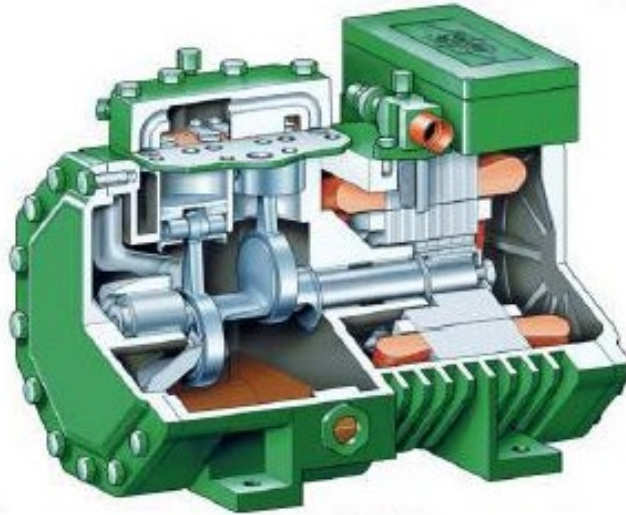


Figure 4-6 Compresseur à deux pistons

- **Fonctionnement d'un compresseur à piston**

Le compresseur à piston fonctionne par aspiration/refoulement (voir figure 4-7)

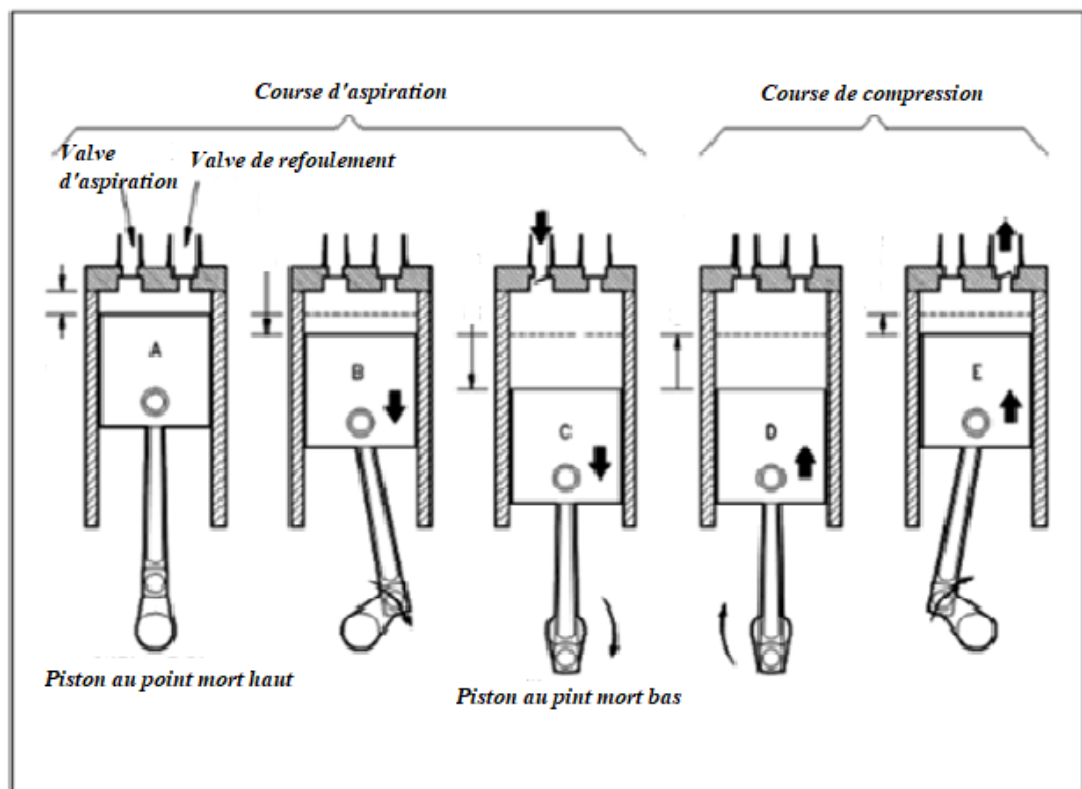


Figure 4-7 Principe de fonctionnement d'un compresseur à piston

- **Classement des compresseurs à piston**

Les compresseurs à piston peuvent être classés selon leurs structures en plusieurs modèles :

- **Compresseur à piston simple effet**: la compression ne s'effectue que d'un seul côté du piston. Les clapets d'aspiration et de refoulement sont disposés dans la tête du cylindre. C'est la version la plus simple du compresseur à piston parce qu'il travaille sur une seule face, l'autre face donne sur le carter d'embellage. La bielle peut être articulée directement sur un axe de piston, comme dans les moteurs thermiques à pistons et le graissage peut s'effectuer par barbotage. Ce type est réservé aux machines de faibles puissances inférieures de 75KW.
- **Compresseur à piston double effet** : ce type de compresseur fonctionne sur ses faces en délimitant deux cellules de compression ce type est adopté aux machines de fortes puissances supérieure de 75KW.
- **Compresseur à piston étagée** : dans sa conception mécanique, ils comportent des éléments superposés, de diamètres différents, se déplaçant dans des cylindres concentriques. Cette disposition est généralement adoptée sur des machines de fortes puissances (supérieures à 75 kW).
- **Compresseur à piston différentielle** : sont des pistons à double effet de diamètres différents permettant d'obtenir une compression étagée, avec une cellule haute pression annulaire. Leur principal inconvénient est une étanchéité difficile à obtenir à haute pression.

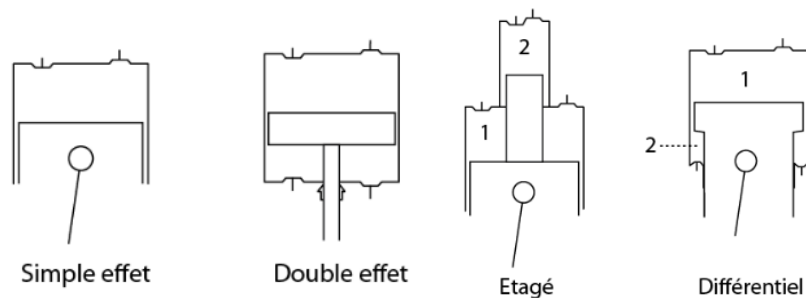


Figure 4-8 Différents types de compresseur à piston

4-4-2 Compresseur rotatifs

Un compresseur rotatif, contrairement aux compresseurs à piston (alternatifs) qui utilisent des pistons pour déplacer le fluide, utilise des éléments tournants (comme des palettes, des vis ou des spirales) pour piéger et comprimer le fluide. Ils sont réputés pour leur fonctionnement souple, leur vitesse élevée et leur débit d'air continu sans pulsation.

Il existe trois types principaux utilisés dans diverses industries :

- **Compresseurs à palettes**

Le compresseur à palettes appartient à la catégorie des compresseurs volumétriques rotatifs. Son architecture repose sur un rotor excentré, monté à l'intérieur d'un stator cylindrique (ou carter). Ce rotor est usiné de fentes radiales dans lesquelles coulisent librement des palettes longitudinales, généralement planes et de faible épaisseur (figure 4-9).

Sous l'effet de la force centrifuge générée par la rotation, les palettes sont plaquées en continu contre la paroi interne du carter, assurant ainsi une étanchéité dynamique. Ce mouvement permet de délimiter un ensemble de cellules longitudinales adjacentes de volume variable, enfermées entre le rotor, le carter et deux palettes successives. C'est l'excentricité du rotor par rapport au carter qui est à l'origine de la variation cyclique du volume de ces cellules.

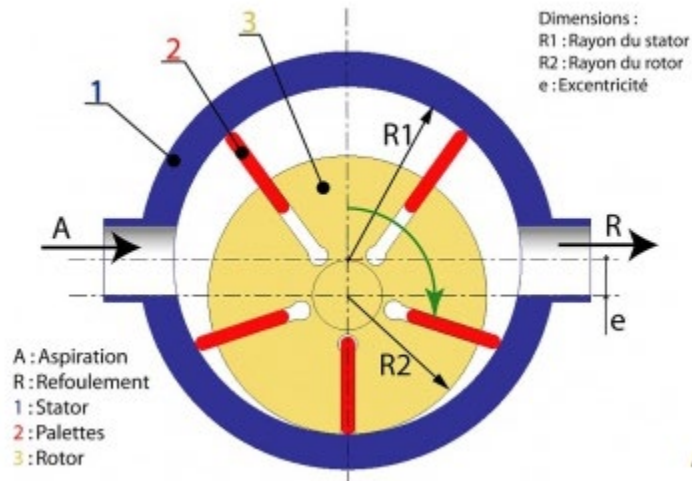


Figure 4-9 Compresseur à palettes

Son fonctionnement repose sur la variation du volume des cellules de compression. Le cycle comporte trois phases principales (figure 4-10):

- **Phase d'admission (aspiration)** : L'orifice d'aspiration (ou admission) est judicieusement positionné dans la zone où le volume des cellules est à son maximum. Lors du passage devant cet orifice, le gaz est aspiré et emprisonné dans une cellule.
- **Phase de compression** : Au fur et à mesure de la rotation, l'excentricité du rotor provoque une réduction progressive du volume de la cellule. Cette diminution de l'espace confiné engendre une augmentation corrélative de la pression du gaz.
- **Phase d'échappement** : Lorsque la pression du gaz atteint la valeur souhaitée, la cellule passe devant l'orifice de refoulement. Le gaz comprimé est alors expulsé vers le circuit aval.

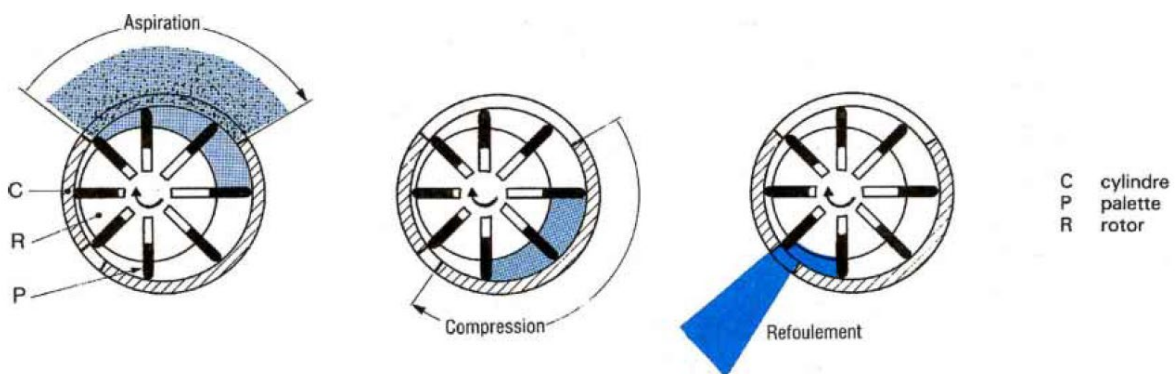


Figure 4-19 Principe de fonctionnement d'un compresseur à palettes

- **Compresseurs à spirales**

Ils sont utilisés pour comprimer des gaz, notamment dans les systèmes de climatisation et de réfrigération. Leur fonctionnement repose sur le déplacement relatif de deux spirales qui permettent de réduire progressivement le volume du gaz (figure 4-11).

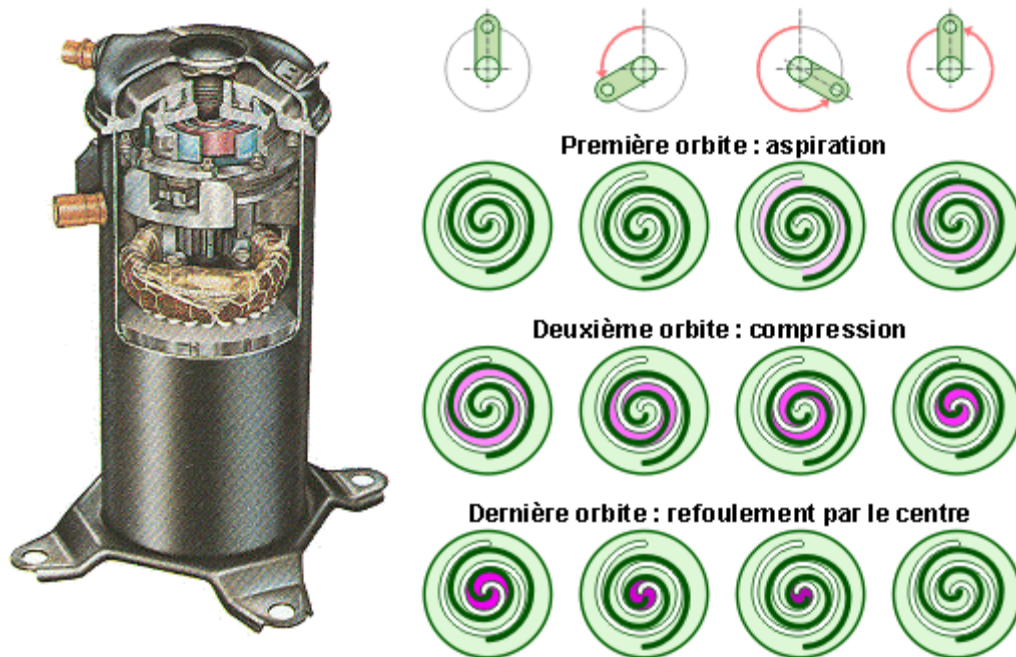


Figure 4-11 Compresseurs à spirales et principe de fonctionnement

- **Compresseurs à vis**

Les compresseurs à vis sont largement utilisés pour la compression de gaz dans les installations industrielles, les systèmes d'air comprimé ainsi que dans certaines installations de **réfrigération** et de **climatisation**.

Parmi lesquels, on distingue principalement les compresseurs mono vis (mono rotor) et les compresseurs double vis (bi rotors).

- a- **Compresseur mono-vis**

Le compresseur mono-vis est constituée d'un corps en fonte, généralement réalisé en deux parties à l'intérieur duquel sont disposés les principaux éléments mécaniques du système. (Figure 4-11):

- une vis globique (1) généralement munie de six filets, entraînée directement par un moteur ;
- deux roues dentées ou pignons satellites (2), comportant chacune 11 dents, disposées symétriquement de part et d'autre de la vis.

La vis centrale entraîne la rotation des deux pignons satellites. Cette configuration permet d'utiliser chaque creux de filet de la vis deux fois par tour, ce qui améliore l'efficacité de la compression et l'équilibrage des forces mécaniques.

Le gaz pénètre dans le compresseur par l'orifice d'aspiration et remplit les cavités formées par les filets de la vis. Au cours de cette phase, le gaz est généralement mélangé avec de l'huile, injectée dans le compresseur afin d'assurer la lubrification des pièces en mouvement, l'étanchéité entre les éléments mécanique et le refroidissement du gaz lors de la compression.

Le mélange gaz-huile est ensuite emprisonné dans les volumes formés entre les filets de la vis et la paroi interne du carter. Lorsque la vis et les pignons satellites continuent leur rotation, le volume de ces cavités diminue progressivement, ce qui provoque une augmentation de la pression du gaz, conformément aux principes de la thermodynamique.

La compression se poursuit jusqu'à ce qu'un creux de filet de la vis découvre une lumière de refoulement, située dans chaque demi-carter. À ce moment-là, le mélange gaz comprimé-huile est évacué vers le circuit de refoulement, où l'huile est ensuite séparée du gaz par un système de séparation (figure 4-12).

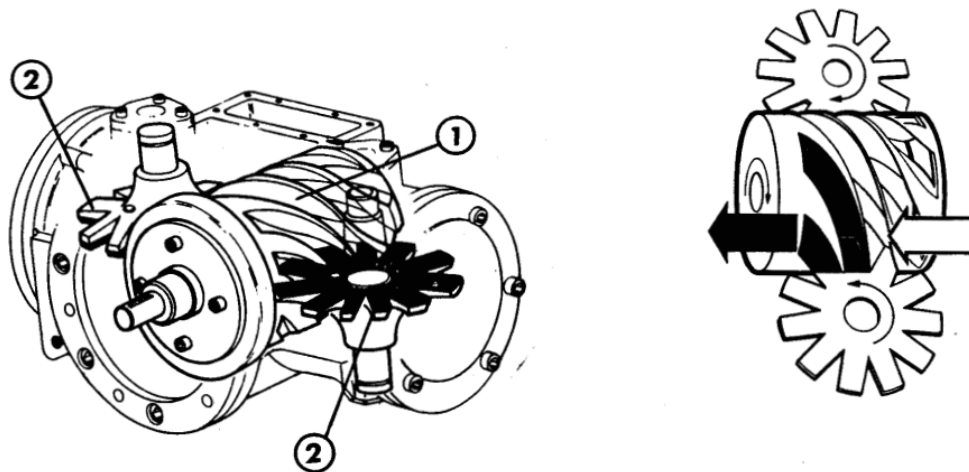


Figure 4-12 Compresseur mono-vis et son principe de fonctionnement

b- Compresseur à double vis (bi-vis)

Ce compresseur est constitué de deux rotors hélicoïdaux tournant en sens opposés à l'intérieur d'un carter de forme adaptée (figure 4-13). Les deux rotors sont complémentaires :

- le rotor mâle, muni de lobes saillants ;
- le rotor femelle, comportant des rainures ou alvéoles correspondantes.

Les lobes du rotor mâle s'engrènent dans les alvéoles du rotor femelle sans contact direct important, ce qui permet de **piéger et de déplacer le gaz** le long de l'axe des rotors.

Lors du fonctionnement, le gaz est d'abord **aspiré à l'extrémité des rotors** par l'orifice d'admission. Il remplit les cavités formées entre les lobes des rotors et la paroi du carter. Lorsque les rotors continuent leur rotation, ces cavités se déplacent progressivement vers l'extrémité opposée du compresseur.

Au cours de ce déplacement, le **volume des cavités diminue progressivement**, ce qui entraîne une **augmentation de la pression du gaz**, conformément aux lois de la

thermodynamique. Lorsque la cavité atteint l'orifice de refoulement, le gaz comprimé est évacué vers le circuit de sortie. Dans de nombreux compresseurs bi-vis, une injection d'huile est réalisée pendant la compression. Cette huile assure la lubrification des rotors et des paliers ainsi que le refroidissement du gaz comprimé

Grâce à leur conception robuste et à leur fonctionnement continu, les compresseurs bi-vis se caractérisent par un débit élevé, de faibles vibrations et une grande fiabilité, ce qui explique leur large utilisation dans les installations industrielles modernes.

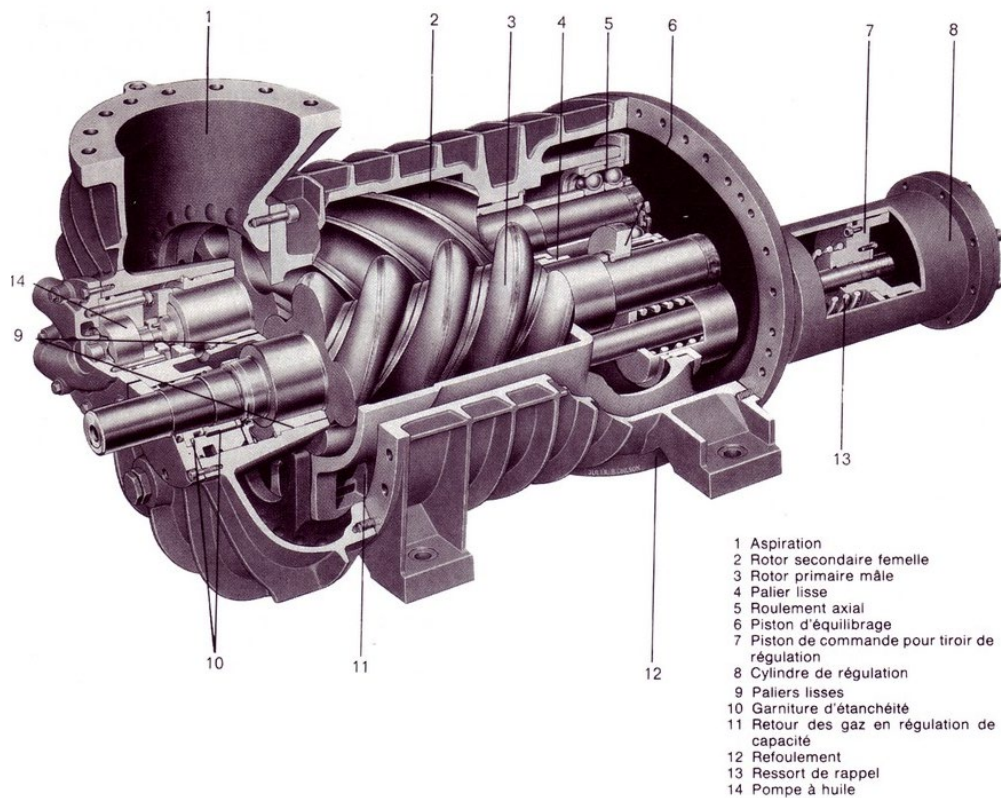


Figure 4-13 Conception d'un compresseur double vis

Le schéma de la figure 4-14 montre en détail le principe de compression d'un gaz par un compresseur à double vis

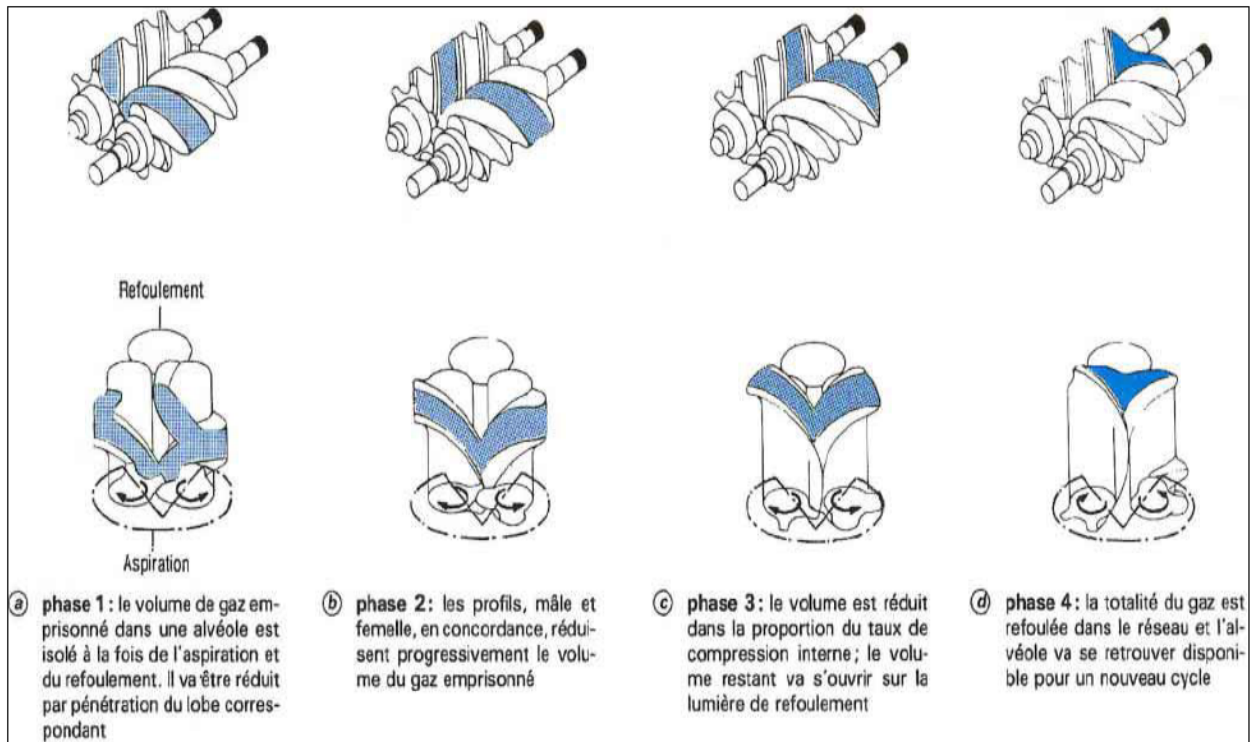


Figure 4-14 Principe de fonctionnement d'un compresseur double vis

- **Compresseurs à lobes**

Ils sont généralement composés de deux rotors à dents à profils conjugués logés dans un carter. Les deux rotors sont entraînés en rotation inversée par un engrenage placé à l'extérieur de la chambre du compresseur qui assure en même temps la synchronisation et permettre d'effectuer des cycles d'aspiration, compression puis refoulement et cela en masquant ou dégageant des orifices d'aspiration (A) et de refoulement (R) pratiqués sur les côtés du carter (figure 4-15).

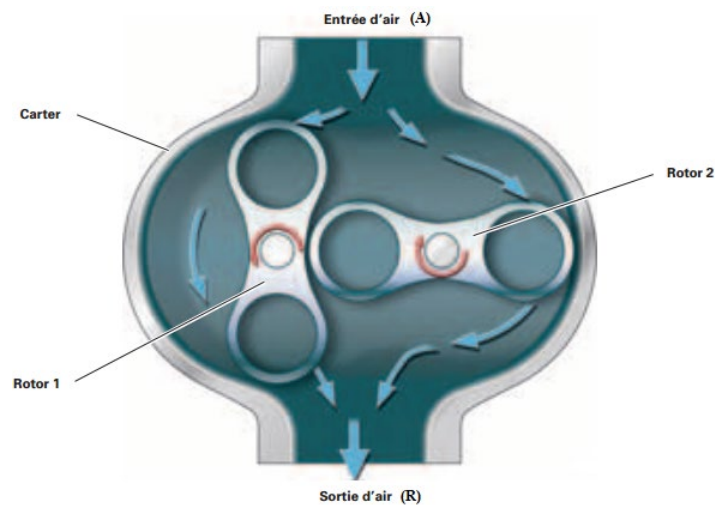
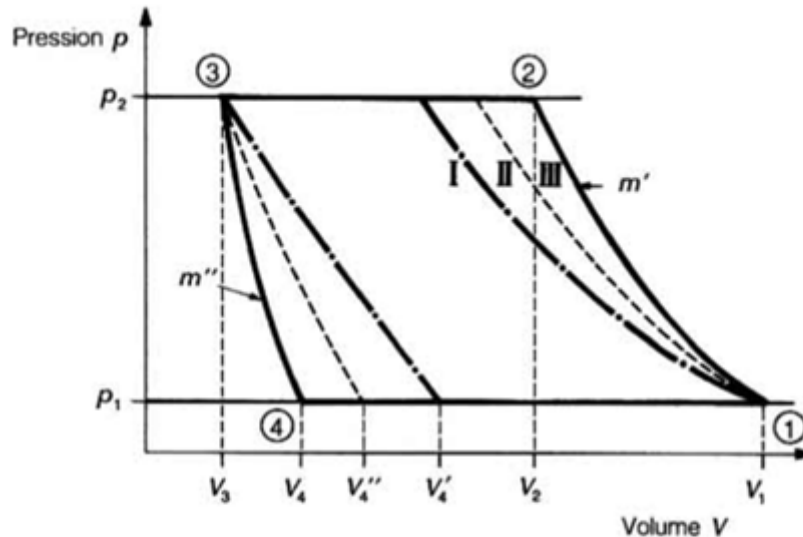


Figure 4-15 Principe de base de fonctionnement d'un compresseur à lobes

4-4-3 Bilan énergétique

Dans un compresseur volumétrique le fluide décrit le cycle théorique des transformations schématisé sur la figure 4-15



- I évolution isotherme $pV = Cte$
- II évolution polytropique $pV^k = Cte$
- III évolution adiabatique $pV^\gamma = Cte$

m' et m'' masses de gaz dans la phase de compression et de détente successivement

Phase 1—2 Compression

Phase 2—3 Refoulement

Phase 3—4 détente de l'espace mort

Phase 4 —1 Aspiration

Figure 4-16 Diagramme théorique dans un cylindre d'un compresseur alternatif

a- Compresseur sans espace mort

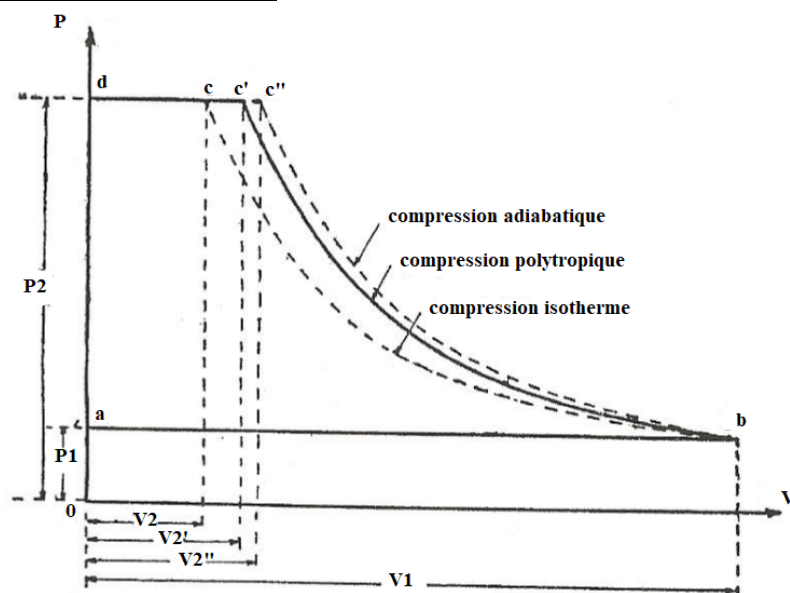


Figure 4-17 Cycle théorique d'une machine à compression

Le travail fourni par un piston de compresseur qui comprime un gaz après l'avoir admis dans un cylindre :

- Lors de l'admission du gaz dans le cylindre a-b, le piston effectue un travail sous une pression extérieure constante P_1 .

$$W_{adm} = \int_0^1 -PdV = -P_1V_1$$

- Lors de la compression b-c, le gaz, via le piston, reçoit le travail de compression W_{12} .

$$W_{12} = \int_1^2 -PdV$$

- Lors de l'échappement (refoulement) du gaz hors du cylindre c-d, le piston effectue un travail sous pression constante P_2 .

$$W_{échap} = \int_2^0 -PdV = P_2V_2$$

Le travail total effectue (travail indiqué) est donc :

$$W_i = \int_1^2 -PdV + P_2V_2 - P_1V_1$$

En remarquant que :

$$P_2V_2 - P_1V_1 = \int_1^2 d(PV)$$

Et que $\int_1^2 d(PV) = \int_1^2 PdV + \int_1^2 VdP$

Le travail total par cycle est donc :

$$W_{i\text{ cyc}} = \int_1^2 -PdV + P_2V_2 - P_1V_1 - \int_3^4 -PdV + P_1V_4 - P_2V_3$$

$$W_{i\text{ cyc}} = \int_1^2 V_{12}dP - \int_3^4 V_{34}dP = (m' - m'') \int_{P_1}^{P_2} v dP$$

Avec :

$$V_{12} = m'v \text{ et } V_{34} = m''v$$

v est le volume spécifique (massique)

$m' - m''$: masse du gaz traversée par cycle.

Le travail massique total par cycle est :

$$W_{i\text{ cyc}} = \int_{P_1}^{P_2} v dP$$

- **Cas particuliers**

- **Evolution isotherme**

Une telle évolution serait réalisée dans une cellule de compression refroidie pendant la compression ou réchauffée pendant la détente, de telle façon que le gaz comprimé reste à une température constante.

Pour une transformation isotherme : $Pv = Cst$, soit : $v = \frac{Cst}{P}$, avec

$$Cst = P_1 v_1 = P_2 v_2$$

Alors :

$$W_{i\ cyc} = \int_{P_1}^{P_2} \frac{Cst}{P} dP = Cst \int_{P_1}^{P_2} \frac{1}{P} dP = Cst(\ln P_2 - \ln P_1)$$

$$W_{i\ cyc} = P_1 v_1 \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) = P_1 v_1 \ln \left(\frac{V_1}{V_2} \right)$$

-

- **Evolution isentropique**

On dit qu'une évolution est adiabatique si la compression ou la détente d'un gaz s'effectuent sans échange de chaleur avec le milieu extérieur. S'il s'agit d'une compression, le gaz s'échauffe en absorbant tout le travail fourni par les forces extérieures et, s'il s'agit d'une détente, il se refroidit en cédant la chaleur équivalente au travail dépensé contre les forces extérieures. Dans les deux cas, en négligeant les frottements et en supposant le gaz parfait.

Pour une transformation adiabatique : $Pv^\gamma = Cst$, soit : $v = \left(\frac{Cst}{P} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$, avec

$$Cst = P_1 v_1^\gamma = P_2 v_2^\gamma$$

Alors :

$$\begin{aligned} W_{i\ cyc} &= \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{Cst}{P} \right)^{\frac{1}{\gamma}} dP = (Cst)^{\frac{1}{\gamma}} \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{1}{P} \right)^{\frac{1}{\gamma}} dP = (Cst)^{\frac{1}{\gamma}} \left[\frac{\gamma}{\gamma-1} \left(P_2^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - P_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right] \\ &= (Cst)^{\frac{1}{\gamma}} P_1^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \left[\frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \end{aligned}$$

Le travail total massique par cycle est :

$$W_{i\ cyc} = P_1 v_1 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

- **Évolution polytropique**

Une évolution polytropique est une évolution intermédiaire entre une évolution isotherme et une évolution adiabatique, dans la pratique les compressions et les détente sont des évolutions polytropiques. Le travail total massique par cycle est :

$$W_{i\,cyc} = P_1 v_1 \frac{k}{k-1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right)$$

Avec $1 < k < \gamma$

Rendement théorique d'un compresseur volumétrique

Après que la compression atteint sa pression de refoulement, le gaz est refoulé à travers un orifice vers l'utilisation, ce type de machine est dit à taux de compression fixe.

La pression P_2 est donnée par le constructeur, la pression P_r est la pression de refoulement en aval du compresseur. Le travail indiqué est donné par :

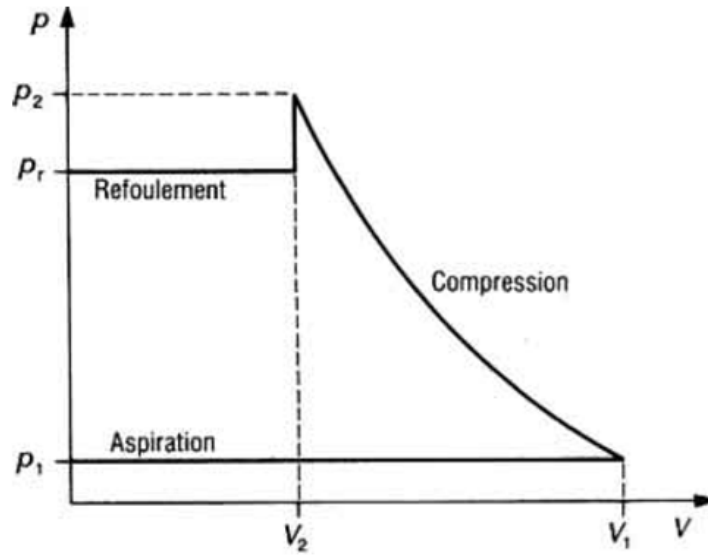


Figure 4-18. Cycle théorique d'une machine à taux de compression fixe

$$W_i = - \int_{V_1}^{V_2} P dV + P_r V_2 - P_1 V_1$$

Pour une compression polytropique

$$\begin{aligned} W_i &= \frac{P_1 V_1}{k-1} \left[R_v^{(k-1)} - 1 \right] + P_r V_2 - P_1 V_1 \\ &= \frac{P_1 V_1}{k-1} \left[R_v^{(k-1)} + \frac{R_c}{R_v} (k-1) - k \right] \end{aligned}$$

Avec :

$$R_c = \frac{P_r}{P_1} \quad \text{et} \quad R_v = \frac{P_2}{P_1}$$

Et pour $P_2 = P_r$

$$W_i^* = \frac{P_1 V_1}{k-1} k \left[R_c^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right]$$

Le rendement théorique pour une compression s'écrit :

$$\eta_{th} = \frac{W_i^*}{W_i} = \frac{k \left[R_c^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right]}{R_v^{(k-1)} + \frac{R_c}{R_v} (k-1) - k}$$

Rendement isentropique d'un compresseur

Le rendement isentropique d'un compresseur est défini comme le rapport de la puissance du compresseur isentropique à celle du compresseur réel (de façon à ce que ce rendement soit toujours inférieur à l'unité)

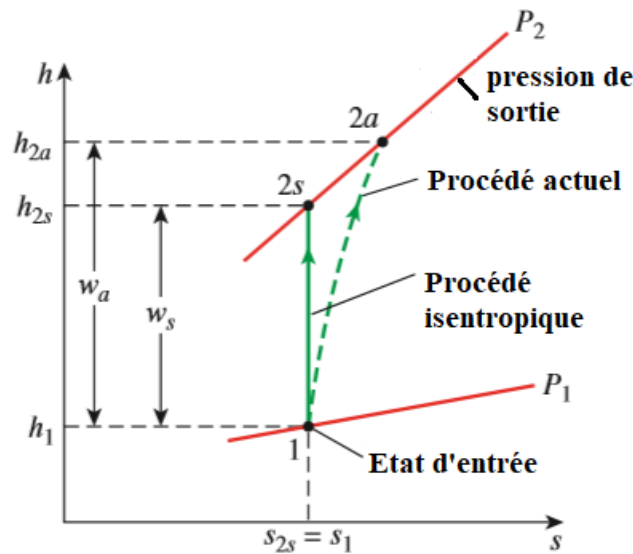


Figure 4-19. Compression isentropique et compression réelle sur un diagramme h-s

$$\eta_{ad} = \frac{W_s}{W_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

Rendement volumétrique d'un compresseur

Il est le rapport entre le volume réel de gaz aspiré et le volume théorique balayé par le piston ou la vis. Il permet de comparer le débit volumique du gaz aspiré au débit volumique balayé

$$\eta_V = \frac{v_{aspiré}}{v_{balayé}}$$

b- Compresseur avec espace mort

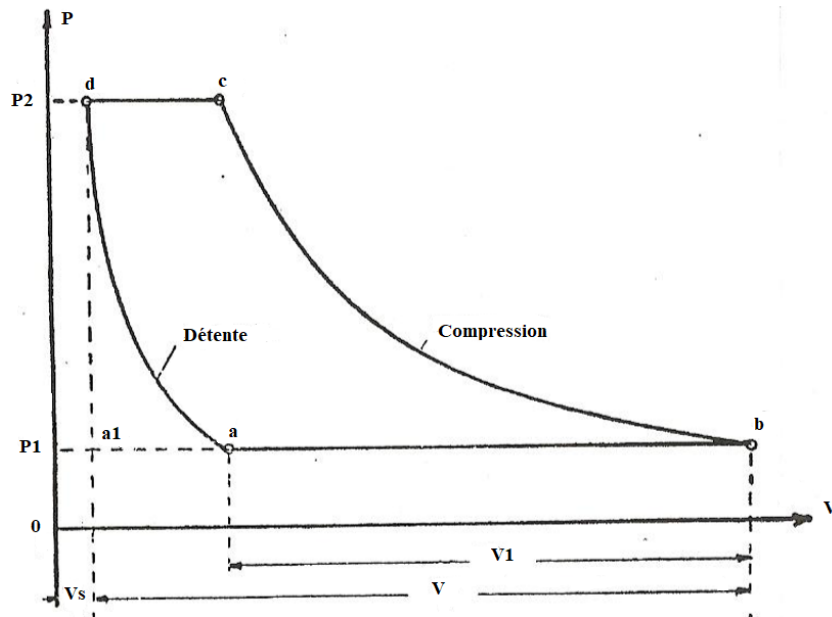


Figure 4-20. Cycle théorique dans un cylindre de compresseur avec volume mort

Le rendement volumétrique η_V s'écrit :

$$\eta_V = \frac{V_1}{V} = \frac{V + V_s - V_a}{V}$$

Donc

$$\eta_V = \varepsilon + 1 - \frac{V_a}{V}$$

Avec

$$\varepsilon = \frac{V_s}{V} \quad (\text{Taux de volume mort})$$

$$V_a = V_d \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} \text{ et } V_s = V_d$$

Alors

$$\eta_V = 1 - \varepsilon \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right)$$

4.5 Turbocompresseurs (compresseurs dynamiques)

À la différence des machines volumétriques, dans lesquelles le fluide est périodiquement enfermé dans un volume fermé puis comprimé, un turbocompresseur fonctionne selon un principe d'écoulement continu. Dans ce type de machine, le fluide traverse en permanence l'appareil et reçoit de l'énergie sous forme cinétique et de pression grâce à l'action d'aubages mobiles montés sur un rotor en rotation. L'énergie mécanique fournie au rotor est transformée, selon le principe d'Euler des turbomachines, en énergie de pression et éventuellement en énergie cinétique, selon le rôle du compresseur dans le cycle.

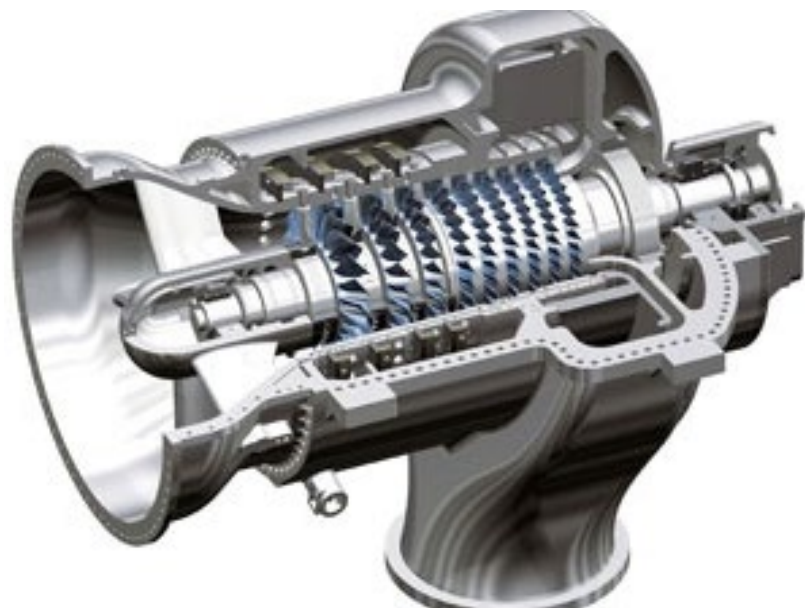
Ce fonctionnement continu permet d'atteindre des débits élevés et une grande régularité d'écoulement, contrairement aux compresseurs volumétriques.

Il existe deux principaux modes de circulation du fluide par rapport au rotor d'une turbomachine : la circulation axiale (figure 4-21.), presque toujours réalisée dans les turbocompresseurs d'avion, et la circulation radiale (figure 4-22.), très utilisée dans l'industrie pétrolière et gazière, la réfrigération industrielle et la suralimentation des moteurs automobiles

D'une manière générale, un turbocompresseur est constitué de quatre éléments en série (figure 4-23.)

- un convergent C d'entrée, ou distributeur, pièce fixe qui a pour fonction d'orienter correctement les filets fluides à leur entrée dans la roue mobile, et de les accélérer légèrement ;
- la roue mobile RM, ou rotor, animée d'un mouvement de rotation autour d'un arbre. Cette roue comporte des aubages délimitant des canaux, entre lesquels se répartit le débit de fluide. Elle communique au fluide l'énergie mécanique des aubages, sous forme d'énergie cinétique, thermique et de pression ;
- le diffuseur D est un organe fixe qui a pour fonction de transformer en pression une partie de l'énergie cinétique acquise par le fluide lors de la traversée de la roue. Selon les cas, ce diffuseur peut comporter ou non des aubages. On dit qu'il est cloisonné ou lisse ;
- une volute V, fixe elle aussi, qui redresse les filets fluides sur la périphérie de la roue, et les dirige vers l'aval de la turbomachine.

Figure 4-21 compresseur centrifuge axial



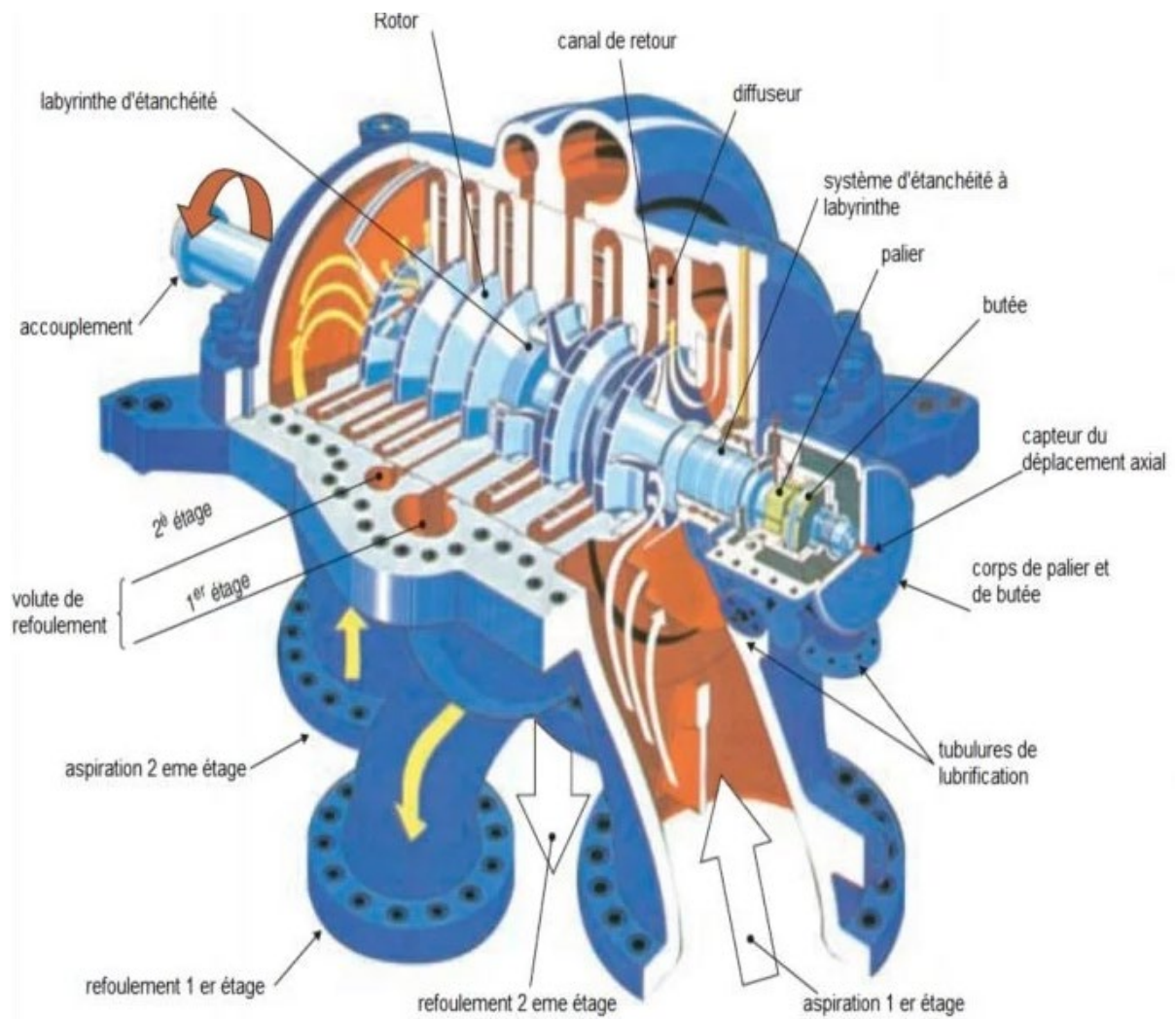


Figure 4-22 Schéma descriptif d'un compresseur centrifuge multi-étage

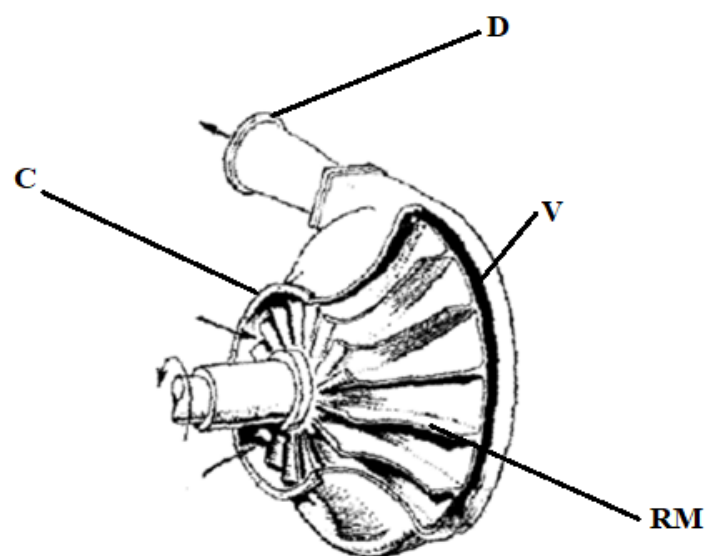


Figure 4-23 Composition d'un turbocompresseur

4.6 Exercices

Exercice 1 :

Un gaz parfait est enfermé dans un cylindre vertical thermiquement isolé muni d'un piston mobile sans frottement. Au départ, le gaz est en équilibre et son état est décrit par les paramètres : $V_1 = 12.5 \times 10^{-2} \text{ m}^3$, $P_1 = 2.5 \times 10^5 \text{ Pa}$, $T_1 = 300 \text{ K}$.

Le rapport des capacités calorifiques du gaz $\gamma = 7/5$. On donne $R = 8.32 \text{ J/K.mol}$.

Partant de l'état d'équilibre 1 (état initial), on ajoute une à une, des petites masses jusqu'à ce que sa pression atteigne $P_2 = 7.5 \times 10^5 \text{ Pa}$. Suite à cette opération le gaz atteint donc un état d'équilibre 2 décrit par les paramètres V_2 , P_2 et T_2 .

- 1- Quelle est la nature de la transformation que subit le gaz ? Justifier.
- 2- Calculer le volume V_2 , la température T_2 , la variation d'énergie interne du gaz et le travail échangé par le gaz.

Exercice 2 :

Soit une mole de gaz subissant une compression quasi statique et isotherme de (P_0, T_0) à $(2P_0, T_0)$. Donner l'expression du travail reçu par le gaz selon qu'il s'agit :

- 1- d'un gaz parfait (on exprimera W en fonction de T_0);
- 2- d'un gaz de Van der Waals : $(P + a/V^2)(V - b) = RT$ (on exprimera W en fonction de V_i et V_f les volumes dans l'état initial et l'état final).

Exercice 3

Le compresseur à piston est constitué d'un cylindre, muni de deux soupapes S_1 et S_2 , dans lequel coulisse un piston dont la face externe est soumise à une pression extérieure constante P_0 .

A l'état initial, le piston est contre le fond du cylindre.

Dans le compresseur, de l'air décrit une transformation cyclique pouvant se décomposer en plusieurs étapes :

- phase d'admission : S_1 ouverte, S_2 fermée. Du gaz est injecté dans le cylindre à la pression P_1 et à la température T_1 constantes jusqu'au volume V_1 du cylindre (état A) ;
- phase de compression : S_1 fermée, S_2 fermée. Du gaz admis est alors comprimé, de manière infiniment lente, à la pression P_2 et à la température T_2 jusqu'au volume V_2 du cylindre (état B) ;
- phase de refoulement : S_1 fermée, S_2 ouverte. Le gaz, à la pression P_2 et à la température T_2 , s'échappe, le piston revient dans sa position initiale;
- phase de commutation : S_1 ouverte, S_2 fermée. On revient dans l'état initial (entrée du gaz dans le compresseur).

- 1- Représenter le diagramme P - v donnant la pression P du gaz dans le cylindre en fonction du volume V du cylindre qui lui est offert pour un cycle (aller-retour) du piston.
- 2- Calculer le travail W_0 de la pression extérieure.

- 3- Pour chacune des phases de fonctionnement du compresseur, exprimer le travail reçu par le fluide.
On appelle travail de transvasement W_{tr} , le travail total reçu par le gaz lors d'un aller-retour du piston.

- 4- En utilisant l'intégration par partie de $\int_A^B d(PV)$, montrer que le travail de transvasement s'écrit :

$$W_{tr} = - \int_A^B V dp$$

- 5- Quel est le signe de travail ? Comment peut-on le déterminer graphiquement ?

Exercice 4 :

Un compresseur double effet génère un débit volumique de $Q_V = 70 \text{ m}^3/\text{mn}$.

Les conditions d'aspiration et de refoulement sont données par $P_1 = 1 \text{ bar}$, $T_1 = 20^\circ\text{C}$ et un taux de compression de 5, avec $T_2 = 150^\circ\text{C}$.

Les données géométriques du constructeur sont le diamètre de l'alésage $D = 600 \text{ mm}$ et la course du piston, fixée à 485 mm . La puissance absorbée sur l'arbre $P_u = 334 \text{ kW}$ pour une vitesse de rotation de 300 tr/mn

Le rendement mécanique est donné $\eta_m = 0.95$

- 1- Calculer le rendement par rapport à l'isotherme, à la polytropique (dont on détermine le coefficient) et par rapport à l'isentropique.
- 2- Calculer le rendement volumétrique théorique, on déduire l'espace mort ε .
- 3- En supposant le même rendement volumétrique, calculer le diamètre du cylindre qu'il faudrait installer en étage haute pression, en supposant un refroidissement jusqu'à T_1 entre les deux étages.

Exercice 5 :

Un compresseur d'une cylindrée de 12 litres avec espace mort de 5%.

Conditions d'aspiration :

$$P_1 = 1 \text{ atm}, T_1 = 15^\circ\text{C}$$

Conditions de refoulement

$$P_2 = 8 \text{ atm}, T_2 = 220^\circ\text{C}$$

On suppose que le gaz obéit à la loi des gaz parfait avec $r = 287 \text{ J/kgK}$ et le coefficient polytropique reste le même pour la compression et la détente.

- 1- Tracer le cycle des transformations sur un diagramme de Watt (P, V).
- 2- Calculer V_A, V_B, V_C, V_D .
- 3- Calculer le rendement volumétrique.
- 4- Calculer le travail indiqué par cycle à partir des masses d'air contenues dans le cylindre en phase de compression et de détente.

On considère cette fois un cycle plus proche de la réalité avec des hypothèses supplémentaires suivantes :

- perte de charge de 0.05 bar au clapet d'aspiration ;
- température de fin d'aspiration est de 40°C ;
- température en fin de refoulement reste identique à T_2 ,
- $k=1.38$ pendant la compression ;
- $k=1.2$ pendant la détente.

Tracer le cycle des transformations sur un diagramme ($T-s$).

Exercice 6:

Un compresseur monocylindrique simple effet tourne à 500 tr/mn . Le volume engendré est de 10 litres et l'espace mort est de 10% . On suppose une évolution polytropique de coefficient $k=1.25$ pour la compression et la détente. Les conditions d'aspiration sont données par $P_1=1 \text{ bar}$, $T_1=20^\circ \text{C}$. Le taux de compression est de 6 et le rendement mécanique est de 0.90 .

- 1- Calculer le débit volumique rapporté aux conditions d'aspiration en m^3/h
- 2- Calculer la puissance et la puissance indiquée et la puissance à installer sur le moteur d'entraînement.

Exercice 7 :

Un compresseur mono-vis à deux orifices d'aspiration tourne à 1000 tr/mn et alimente un réservoir dont la pression est fixée à 5 bars . La vis est constituée de six dentures hélicoïdales. Les conditions d'admission sont $P_1=1 \text{ bar}$ et $T_1=20^\circ \text{C}$. Les volumes d'aspiration et de refoulement sont respectivement de 4 litres et 1 litre . Le coefficient polytropique est de 1.29 .

- 1- Calculer le taux de compression de fonctionnement idéal, la température enfin de compression et le débit volumique en m^3/h aux conditions d'aspiration.
- 2- En supposant un rendement mécanique de 0.9 , calculer la puissance à installer sur l'arbre moteur.
- 3- Calculer le rendement théorique du compresseur.
- 4- Quelle est la valeur de l'espace mort ?

Exercice 8 :

Un compresseur double vis fournit un débit de $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ d'air rapporté aux conditions d'aspiration qui sont données par : $P_1=1 \text{ bar}$ et $T_1=20^\circ \text{C}$. La pression de refoulement optimale $P_2=6 \text{ bars}$. Les vis sont constituées de 5 filets (5 compressions par tour). Le volume initial au début de la compression est de 1.144 litres . Un débit de fuite est estimé à 3% , le rendement mécanique vaut 90% et le coefficient polytropique de compression est donné égale à 1.3 .

Calculer :

- 1- Le rapport volumétrique.
- 2- La vitesse de rotation du compresseur.
- 3- La puissance du moteur.

4.7 Correction des exercices

Exercice 1 :

- 1- La nature de la transformation que subit le gaz

Un cylindre thermiquement isolé $\Rightarrow$ transformation adiabatique

On ajoute une à une des petites masses $\Rightarrow$ transformation lente $\Rightarrow$ transformation réversible

Donc, le gaz subit une compression adiabatique réversible (une compression isentropique)

- 2- Calcul du volume V_2

$$\text{On a } P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \Rightarrow V_2 = V_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

$$\text{A.N. } V_2 = 5.70 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

Calcul de la température T_2

$$\text{On a } P_1^{1-\gamma} T_1^\gamma = P_2^{1-\gamma} T_2^\gamma \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

$$\text{A.N. } T_2 = 410.62 \text{ K}$$

Calcul de la variation de l'énergie interne ΔU

$$\Delta U = n C_v (T_2 - T_1)$$

Avec :

$$C_v = \frac{R}{\gamma - 1} = 20.8 \frac{\text{J}}{\text{K.mol}}$$

$$n = \frac{P_1 V_1}{R T_1} = 12.52 \text{ moles}$$

$$\text{A.N. } \Delta U = 28.8 \text{ kJ}$$

Calcul du travail échangé W

$$\Delta U = Q + W$$

Avec $Q=0$ (transformation adiabatique)

Donc

$$W = \Delta U = 28.8 \text{ kJ}$$

Exercice 2 :

Pour un gaz parfait et pour une transformation isotherme réversible avec $n=1$

$$W = - \int P dV = R T_0 \ln \frac{P_2}{P_1} = R T_0 \ln 2$$

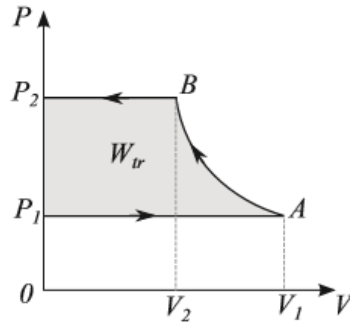
Pour un gaz de Van der Waals

$$W = - \int P dV = - R T_0 \ln \frac{V_f - b}{V_i - b} + a \left(\frac{1}{V_i} - \frac{1}{V_f} \right)$$

Exercice 3 :

- 1- Représentation du cycle sur un diagramme (P, V)

Les phases d'admission et de refoulement correspondent à des phases isobares



- 2- Calcul du travail W_0 de la pression extérieure

Le travail de la pression extérieure est nul sur un aller-retour du piston :

$$W_0 = -P_0(V_1 - 0) - P_0(V_2 - V_1) - P_0(0 - V_2)$$
$$W_0 = 0 \text{ J}$$

- 3- Pour la phase d'admission, la pression du gaz reste constante et vaut P_1 alors le travail d'admission s'écrit :

$$W_{adm} = -P_1(V_1 - 0) = -P_1 V_1$$

Pour la phase de compression, la transformation est réversible, la pression du gaz varie à chaque instant et on a

$$P_{ext} = P$$

L'expression du travail reçu par le gaz est :

$$W_{comp} = - \int_A^B P dV$$

Pour la phase de refoulement, la pression du gaz reste constante et vaut P_2 .

L'expression du travail reçu par le gaz est :

$$W_{ref} = -P_2(0 - V_2) = P_2 V_2$$

- 4- Le travail total W_{tr} reçu par le gaz :

$$W_{tr} = W_{adm} + W_{comp} + W_{ref}$$

$$W_{tr} = -P_1 V_1 - \int_A^B P dV + P_2 V_2$$

Sachant que :

$$P_2 V_2 - P_1 V_1 = \int_A^B d(PV)$$

Donc :

$$W_{tr} = \int_A^B d(PV) - \int_A^B P dV$$

Avec l'utilisation de l'intégration par partie suivante :

$$\int_A^B d(PV) = \int_A^B P dV + \int_A^B V dP$$

On obtient :

$$W_{tr} = \int_A^B V dP$$

- 5- Ce travail est positif puisqu'on somme des aires positives ($dP > 0$), il est donc reçu par le gaz. Graphiquement il correspond à l'aire du cycle du piston dans le diagramme de Watt (voir diagramme dans la question 1).

Exercice 4 :

Les rendements par rapport à l'isotherme, à la polytropique et par rapport à l'isentropique sont donnés par :

- Rendement indiqué isotherme : $\eta_{i\theta} = \frac{Q_m W_{i\theta}}{P_i}$
- Rendement indiqué polytropique : $\eta_{ik} = \frac{Q_m W_{ik}}{P_i}$
- Rendement indiqué isentropique : $\eta_{is} = \frac{Q_m W_{is}}{P_i}$

Avec : Q_m est le débit massique

La puissance indiquée absorbée par le compresseur est donnée par :

$$P_i = \eta_m \cdot P_u = 317.3 \text{ kW}$$

Le débit massique est calculé comme suit :

$$Q_m = \rho_1 \cdot Q_v$$

Avec :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R T_1} = \frac{100000}{287 \times 293} = 1.189 \text{ kg/m}^3$$

Alors :

$$Q_m = \rho_1 \cdot Q_v = 1.189 \times 70 = 83.24 \frac{\text{kg}}{\text{mn}} = 1.387 \text{ kg/s}$$

Le travail indiqué **massique** isotherme est donné par la relation :

$$W_{i\theta} = P_1 v_1 \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \frac{P_1}{\rho_1} \ln(5) = 135.3 \text{ kJ/kg}$$

D'où :

$$\eta_{i\theta} = \frac{1.387 \times 135.3}{317.3} = 0.592 \approx 59\%$$

Le travail indiqué massique polytropique est donné par la relation :

$$W_{ik} = \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

Avec :

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k$$

$$k = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)}$$

La masse volumique ρ_2 vaut :

$$\rho_2 = \frac{P_2}{rT_2} = \frac{500000}{287(273 + 150)} = 4.12 \text{ kg/m}^3$$

D'où :

$$k = \frac{\ln\left(\frac{5}{1}\right)}{\ln\left(\frac{4.12}{1.189}\right)} = 1.295$$

Alors :

$$W_{ik} = \frac{1.295}{0.295} \frac{100000}{1.189} ((5)^{0.228} - 1) = 163.7 \text{ kJ/kg}$$

Le rendement polytropique :

$$\eta_{ik} = \frac{1.387 \times 163.7}{317} = 0.716 = 71.6\%$$

Le travail indiqué massique isentropique est donné par la relation :

$$W_{is} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_1}{\rho_1} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) = 172 \text{ kJ/kg}$$

D'où le rendement indiqué isentropique est donné par :

$$\eta_{is} = \frac{1.387 \times 172}{317} = 0.753 = 75.3\%$$

Le rendement volumétrique théorique est donné par

$$\eta_v = \frac{Qv_{aspiré}}{Qv_{balayé}} = \frac{V_{aspiré}}{V_{balayé}}$$

Le volume engendré (balayé) est donné par :

$$V_{balayé} = \left(\frac{\pi(0.6)^2}{4} \right) \times 0.485 = 0.137 \text{ m}^3$$

Le volume aspiré est calculé à partir du débit volumique et de la vitesse de rotation :

$$N = 300 \text{ tr/s}$$

$$N = 70 \frac{\text{m}^3}{\text{mn}} = 1.167 \text{ m}^3/\text{s}$$

Le compresseur étant à double effet, 5 *tr/s* produisent 10 *cycles*. Ainsi, le volume aspiré vaut :

$$V_{\text{aspiré}} = \frac{Qv}{2N} = 0.1167 \text{ m}^3$$

Le rendement volumétrique est :

$$\eta_v = \frac{0.1167}{0.137} = 0.85 = 85\%$$

L'espace mort est donné par la relation :

$$\eta_v = 1 - \varepsilon \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right)$$

D'où :

$$\varepsilon = 0.06 = 6\%$$

En supposant le même rendement volumétrique et on souhaite installer un étage haute pression avec un refroidissement jusqu'à T_l entre les deux étages.

Les conditions d'entrée à l'étage haute pression sont $P_2 = 5 \text{ bar}$ et une température de 293 K.

La masse volumique en entrée d'étage haute pression est donnée par :

$$\rho_{HP_{\text{entrée}}} = \frac{P_2}{rT_1} = \frac{500000}{287 \times 293} = 5.94 \text{ kg/m}^3$$

Le débit volumique est donnée par :

$$Qv = \frac{Qm}{\rho_{HP_{\text{entrée}}}} = \frac{1.387}{5.94} = 0.233 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ainsi le volume aspiré est :

$$V_{\text{aspiré HP}} = \frac{Qv}{2N} = \frac{0.233}{10} = 0.0233 \text{ m}^3$$

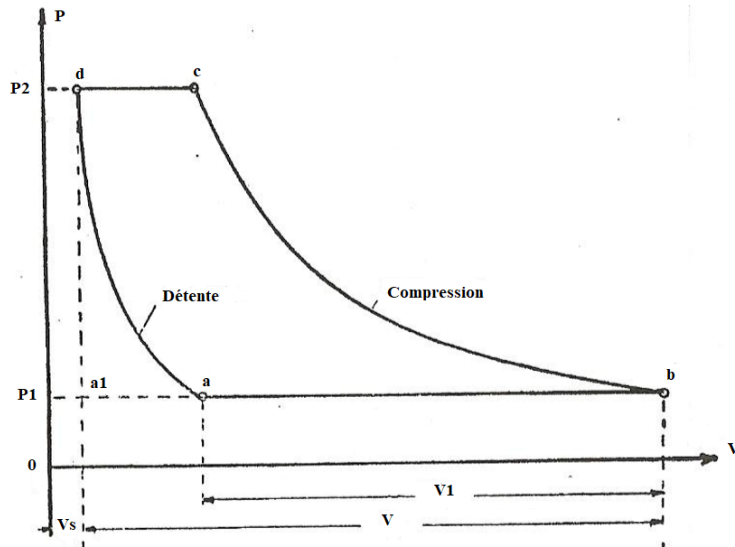
Le rendement volumétrique et la course du piston sont supposés être les mêmes que l'étage basse pression (BP)

$$\eta_v = 0.85 = \frac{V_{\text{aspiré}}}{V_{\text{balayé}}} = \frac{0.0233}{0.485 \left(\frac{\pi (D_{HP})^2}{4} \right)}$$

Alors

$$D_{HP} = 268 \text{ mm}$$

Exercice 5 :



Le volume V_B est donné par la relation :

$$V_B = V + V_s = (1 + \varepsilon)V$$

Avec : $V = 12 \text{ l}$ et $\varepsilon = 0.05$

Alors : $V_B = 12.6 \text{ l}$

Le volume V_D est donné par :

$$V_D = V_s = \varepsilon \cdot V = 0.6 \text{ l}$$

Pour calculer V_A et V_C il faut déterminer le coefficient polytropique par la relation :

$$k = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)}$$

Avec : $P \cdot v = rT$ et $v = 1/\rho$

$$k = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{rT_2}\right) - \ln\left(\frac{P_1}{rT_1}\right)}$$

$$k = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) - \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}$$

Soit $k = 1.35$

Le volume V_A et V_C sont alors calculer par :

$$P_A \cdot V_A^k = P_D \cdot V_D^k$$

Alors :

$$V_A = V_D \left(\frac{P_D}{P_A} \right)^{\frac{1}{k}} = 2.8 \text{ l}$$

Et :

$$V_C = V_B \left(\frac{P_B}{P_C} \right)^{\frac{1}{k}} = 2.7 \text{ l}$$

Le rendement volumétrique est donné par :

$$\eta_v = \frac{V_{aspiré}}{V_{balayé}} = \frac{V_B - V_A}{V} = \frac{9.8}{12} = 0.82 = 82\%$$

Les masses du gaz contenues dans le cylindre lors de la compression et de la détente sont données respectivement par :

$$m_{comp} = \rho_1 V_B \quad \text{et} \quad m_{dét} = \rho_1 V_A$$

ρ_1 est donnée par l'équation d'état des gaz parfaits :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{rT_1} = \frac{101300}{287 \times 288} = 1.226 \text{ kg/m}^3$$

D'où :

$$m_{comp} = 1.54 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

$$m_{dét} = 3.4 \times 10^{-3} \text{ kg}$$

Pour une transformation polytropique de coefficient k , le travail indiqué massique est donné par :

$$w_{ik} = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$$w_{ik} = \frac{kr}{k-1} (T_2 - T_1) = 227000 \text{ J/kg}$$

Le travail indiqué est alors donné par :

$$W_{ik} = (m_{comp} - m_{dét}) w_{ik} = 2730 \text{ J}$$

On considère un modèle de cycle plus proche de la réalité. Les caractéristiques des quatre points A , B , C et D du cycle du compresseur sont alors données par :

Point B

$$V_B = 12.6 \text{ l} , \quad P_B = 1.013 - 0.05 = 0.963 \text{ bar} , \quad T_B = 40^\circ\text{C}$$

Point C

$$P_C = 8.1 \text{ bar} , \quad T_C = T_B \left(\frac{P_C}{P_B} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 593 \text{ K} = 290^\circ\text{C}$$

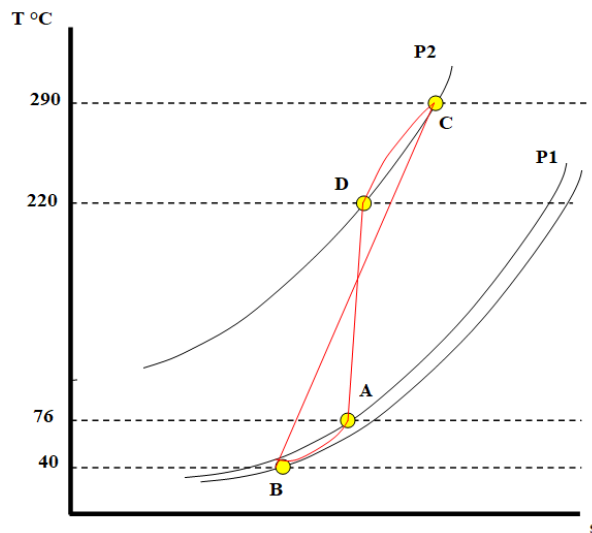
Point D

$$V_D = 0.6 \text{ l} , \quad P_D = 8.1 \text{ bar} , \quad T_D = 220^\circ\text{C}$$

Point A

$$P_A = 1.013 \text{ bar} , \quad V_A = V_D \left(\frac{P_D}{P_A} \right)^{\frac{1}{k_{\text{dét}}}} = 3.4 \text{ l} , \quad T_A = T_D \left(\frac{P_D}{P_A} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 349 \text{ K} = 76^\circ\text{C}$$

Ces points caractéristiques nous permettent de tracer le cycle des transformations sur un diagramme T - s



Représentation du cycle sur un diagramme T - s

Exercice 6 :

La puissance indiquée est donnée par :

$$P_i = Qm \cdot w_{ik}$$

Le travail indiqué massique polytropique est donné par la relation :

$$w_{ik} = \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} r T_1 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$$= \frac{1.25}{0.25} \times 287 \times 293 \left((6)^{\frac{0.25}{1.25}} - 1 \right) = 181203 \text{ J/kg}$$

Pour obtenir le débit massique, on doit d'abord déterminer le rendement volumétrique.

$$\eta_v = \frac{V_{aspiré}}{V_{balayé}} = 1 - \varepsilon \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right) = 0.68 = 68\%$$

Le volume aspiré

$$V_{aspiré} = \eta_v \times V_{balayé} = 6.8 \text{ l}$$

La vitesse de rotation

$$N = 500 \frac{tr}{mn} = 8.33 \text{ cycle/s}$$

Le débit volumique

$$Qv = V_{aspiré} \times N = 0.0068 \times 8.33 = 0.057 \text{ m}^3/\text{s}$$

La masse volumique aux conditions d'aspiration vaut :

$$\rho_1 = \frac{P_1}{r T_1} = \frac{100000}{287 \times 293} = 1.189 \text{ kg/m}^3$$

Le débit massique vaut :

$$Qm = \rho_1 \times Qv = 1.189 \times 0.057 = 0.068 \text{ kg/s}$$

Alors

$$Pi = 0.068 \times 181203 = 12.203 \text{ kW}$$

$$Pa = \frac{Pi}{\eta_m} = 13.7 \text{ kW}$$

Exercice 7 :

Le taux de compression idéal est donné en fonction du rapport volumétrique et du coefficient polytropique

$$R_{comp} = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = 4^{1.29} = 5.98$$

La température de fin de compression est déterminée comme suit :

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_2}{T_1} = 1.495$$

Alors :

$$T_2 = 438 \text{ K} = 165 \text{ }^\circ\text{C}$$

La vis étant constituée de six dentures, donc six espaces inter-dentures ou chambre de compression et le compresseur présentant deux orifices d'aspiration, le volume aspiré par tour est donné par : $4 \text{ litres} \times 2 \times 6 = 48 \text{ litres}$.

Le débit volumique est alors donné par :

$$Qv = 48 \times 1000 \frac{\text{tr}}{\text{mn}} = 48000 \frac{\text{l}}{\text{mn}} = 800 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 2880 \text{ m}^3/\text{h}$$

La puissance indiquée absorbée par le compresseur

$$Pi = Qm \cdot w_i$$

$$Pi = Qv \rho_1 \frac{P_1 v_1}{k-1} \left[R v^{(k-1)} + \frac{R_{comp}}{R_{vol}} (k-1) - k \right]$$

Avec :

$$R_{comp} = \frac{P_2}{P_1} \text{ et } R_{vol} = \frac{v_1}{v_2}$$

$$Pi = Qv \frac{P_1}{k-1} \left[R v^{(k-1)} + \frac{R_{comp}}{R_{vol}} (k-1) - k \right]$$

$$Pi = 0.8 \times \frac{100000}{0.29} \left[4^{0.29} + \frac{5}{1} \times 0.29 - 1.29 \right]$$

$$Pi = 156510 \text{ Watt}$$

La puissance du moteur d'entrainement est alors :

$$Pm = \frac{Pi}{\eta_m} = \frac{156510}{0.9} = 173900 \text{ Watt}$$

Le rendement théorique du compresseur est donné par :

$$\eta_{th} = \frac{W_i^*}{W_i} = \frac{k \left[R_{comp}^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right]}{R_{vol}^{(k-1)} + \frac{R_{comp}}{R_{vol}} (k-1) - k}$$

$$\eta_{th} = 0.99 = 99\%$$

Exercice 8 :

Le rapport volumétrique est donné par :

$$\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k = \frac{P_2}{P_1}$$

Alors :

$$\frac{V_1}{V_2} = 3.97$$

La vitesse de rotation du compresseur doit permettre d'assurer le débit imposé. En considérant les 3% de fuites estimés, le débit à considérer pour le calcul de la vitesse de rotation est donné par :

$$Qv = 1000 + 30 = 1030 \frac{m^3}{h} = 0.286 \frac{m^3}{s}$$

Le débit est donné dans les conditions d'aspiration, alors :

$$Qv = V_1 \times M \times N$$

Où M est le nombre de filets et N est la vitesse de rotation (tr/s)

Donc :

$$N = \frac{Qv}{M \times V_1} = 50 \text{ tr/s}$$

La puissance du moteur est donnée par :

$$Pm = \frac{Pi}{\eta_m} = \frac{Qm \cdot w_i}{\eta_m}$$

Le débit massique est donné par :

$$Qm = \rho_1 \times Qv = 1.189 \times 0.286 = 0.34 \text{ kg/s}$$

La travail indiqué par unité de masse est donné par :

$$w_i = \frac{P_1}{\rho_1(k-1)} \left[R_{vol}^{(k-1)} + \frac{R_{comp}}{R_{vol}} (k-1) - k \right] = 186.6 \text{ kJ/kg}$$

D'où :

$$Pm = 70.5 \text{ kW}$$

5 DETENTE DES GAZ

5.1 Définition :

En thermodynamique, la détente désigne la transformation au cours de laquelle un gaz augmente son volume sous l'effet d'un échauffement et/ou d'une baisse de pression. Le contraire de la détente est la compression.

5.2 Détente de joule-Thomson (Procédé isenthalpique)

On considère le dispositif de la figure 5.1 utilisé pour la première fois par Joule et Thomson en 1852 pour étudier les gaz réels.

Ce dispositif est constitué d'un réservoir de gaz comprimé débrite dans un tube calorifugé, la pression à l'entrée du tube est réglée par une vanne. Le fluide à haute pression traverse un milieu poreux. Par effet de viscosité la pression du fluide diminue pendant que le gaz se déplace vers la deuxième chambre du tube.

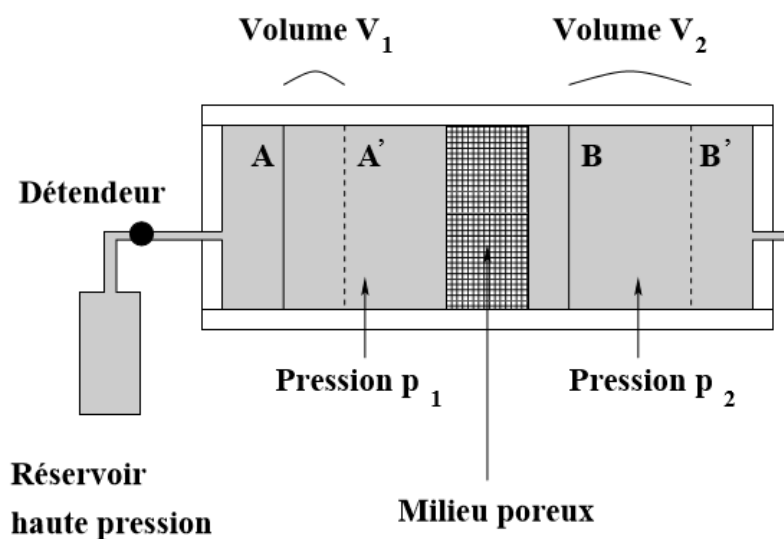


Figure 5.1 Dispositif de détente du gaz

Cette expérience peut être réalisée sur le mécanisme schématisé sur la figure 5.2

Afin d'obtenir l'équation caractérisant cette détente en régime permanent, isolons un système formé par une masse déterminée du gaz, par exemple 1kg et suivons son cheminement à la traversée de la paroi poreuse. On peut délimiter cette masse du gaz par deux pistons fictifs sur lesquels s'exercent respectivement les pressions P_1 et P_2 .

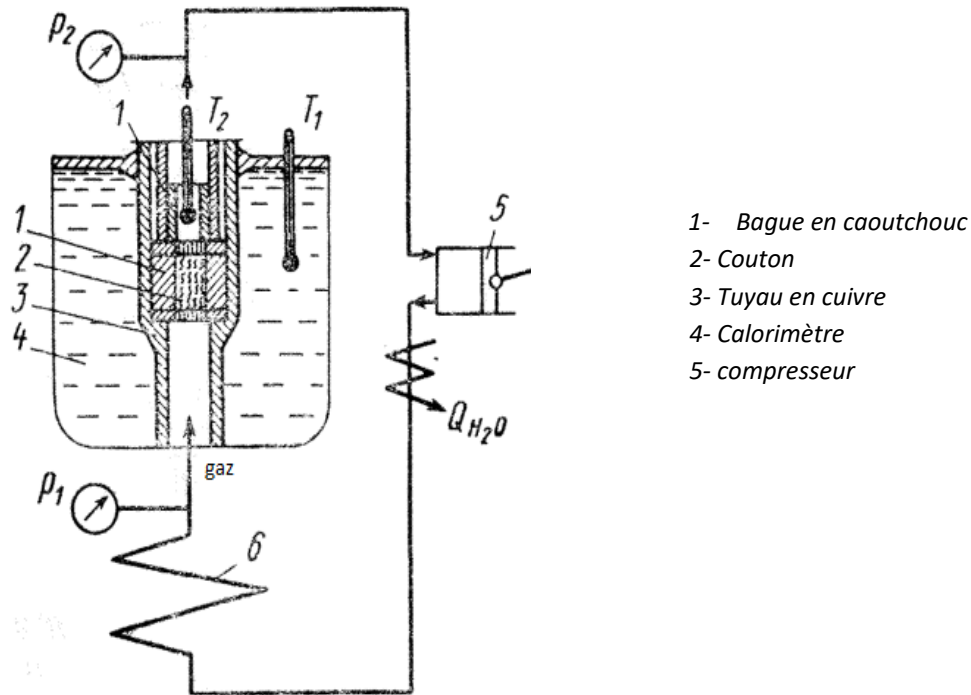


Figure. 5.2 Modèle d'un dispositif de détente d'un gaz

Le travail reçu par le système est :

$$W_1 = P_1 V_1 \quad \text{au niveau du piston amont}$$

$$W_2 = -P_2 V_2 \quad \text{au niveau du piston aval}$$

En supposant que les parois de la canalisation sont parfaitement isolées, le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire :

$$\Delta U = \Delta W \quad (\text{puisque } \Delta Q = 0)$$

$$U_2 - U_1 = W_1 + W_2$$

D'où :

$$U_1 + P_1 V_1 = U_2 + P_2 V_2$$

Soit

$$h_1 = h_2 \quad (5-1)$$

Pour un gaz parfait, la variation de l'énergie interne et de l'enthalpie dans n'importe quelle transformation est déterminée par l'expression :

$$dU = c_v dT$$

$$dh = c_p dT$$

Pour $dh=0$, $dT=0$ et $dU=0$

Ainsi, pendant le laminage d'un gaz parfait on a :

$$dh = 0 \quad \text{soit} \quad h = \text{const}$$

$$dT = 0 \quad \text{soit} \quad T = \text{const}$$

$$dU = 0 \quad \text{soit} \quad U = \text{const}$$

Pour un gaz réel l'équation (5-1) ne signifie pas la constante de T et de U

Alors on a :

$$\begin{cases} dh = 0 \\ dT < \text{ou} > 0 \\ dU < \text{ou} > 0 \end{cases}$$

L'effet du changement de température pour un changement isenthalpique de la pression est représenté par le coefficient de Joule-Thomson défini par :

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h$$

Le coefficient de Joule-Thomson représente la pente des lignes enthalpiques. Nous pourrions tracer une série de points de conditions de sortie pour des conditions d'entrée données et obtenir des lignes d'enthalpie constantes. Si les gaz étaient parfaits, dans le diagramme T - p , les lignes isenthalpiques sont des droites horizontales du fait de l'unique dépendance de l'enthalpie de la température, en conséquence, lorsque la variation d'enthalpie est nulle, la température doit demeurer constante.

Pour les gaz réels, comme il est montré sur la figure 5.3, les lignes isenthalpiques sont des courbes qui présentent un maximum. On constate l'apparition de deux régions, dans la première, une diminution de la pression engendre une augmentation de la température, tandis que dans la deuxième région, la détente provoque une diminution de la température. La courbe qui sépare les deux régions est appelé ***courbe d'inversion du gaz***. Le long de cette courbe le coefficient de Joule-Thomson est nul ($\mu_{JT} = 0$).

Dans la région de diminution de température $\mu_{JT} > 0$ (effet positif).

Dans la région de l'augmentation de température $\mu_{JT} < 0$ (effet négatif).

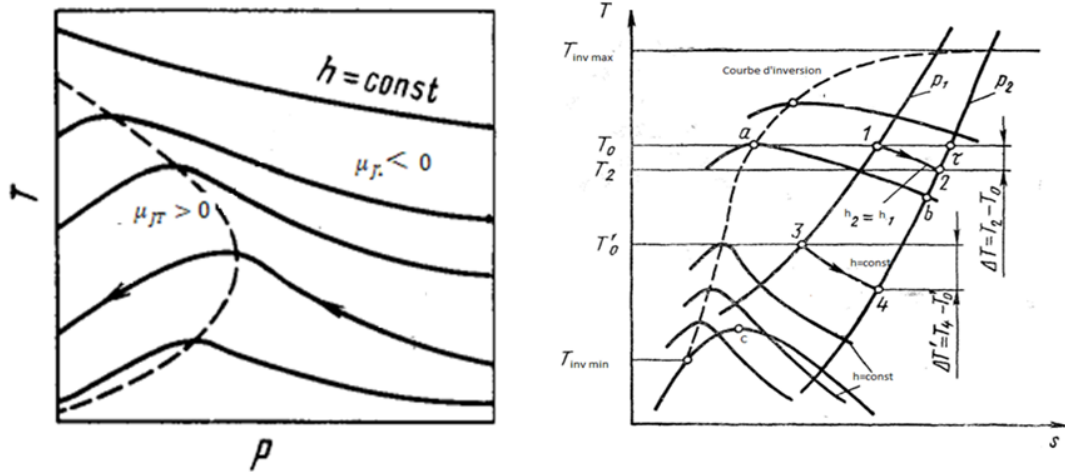


Figure 5.3 Courbe d'inversion sur le diagramme T-P et sur le diagramme T-s

On peut écrire :

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h = - \left(\frac{\partial T}{\partial h} \right)_P \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T$$

Avec :

$$\begin{aligned} dh &= \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T dP \\ &= Cp dT + \left[v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P \right] dP \end{aligned}$$

Où v est le volume spécifique.

Avec la combinaison des ces équations l'expression du coefficient de Joule-Thomson peut s'écrire :

$$\mu_{JT} = \frac{1}{Cp} = \left[T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P - v \right]$$

Pour un gaz parfait, $v = \frac{RT}{P}$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P = \frac{R}{P} = \frac{v}{T}$$

$$\mu_{JT} = \frac{1}{Cp} = \left[T \frac{v}{T} - v \right] = 0$$

Un gaz parfait ne subirait pas de changement de température lors de sa détente à travers la vanne de Joule-Thomson.

Une équation d'état pour les gaz qui illustre le comportement des gaz réels est l'équation d'état de Van der Waals

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT$$

a : mesure les forces intermoléculaires

b : mesure les dimensions des molécules.

$$\mu_{JT} = \frac{(2a/RT)(1 - b/v)^2 - b}{Cp \left[1 - (2a/vRT)(1 - b/v)^2\right]}$$

Pour des valeurs élevées de v

$$\mu_{JT} = \frac{1}{Cp} = \left[\frac{2a}{RT} - b\right]$$

$$\mu_{JT} > 0 \quad \text{pour} \quad T < \frac{2a}{Rb}$$

$$\mu_{JT} < 0 \quad \text{pour} \quad T > \frac{2a}{Rb}$$

Gaz	T _{inv max} (K)	Gaz	T _{inv max} (K)
Hélium 4	45	Argon	794
Hydrogène	205	Oxygène	761
Néon	250	Méthane	939
Nitrogène	621	Dioxyde de carbone	1500
Air	603	Ammoniac	1994
Monoxyde de carbone	652		

Tableau 5.1 Température d'inversion maximale de quelque gaz

Conformément aux figures 5.3., il existe une température d'inversion maximale $T_{inv\ max}$ au dessus de laquelle l'effet d'étranglement de Joule-Thomson est négatif à toute pression. Il existe également une température d'inversion minimale $T_{inv\ min}$ sur la courbe de saturation du liquide.

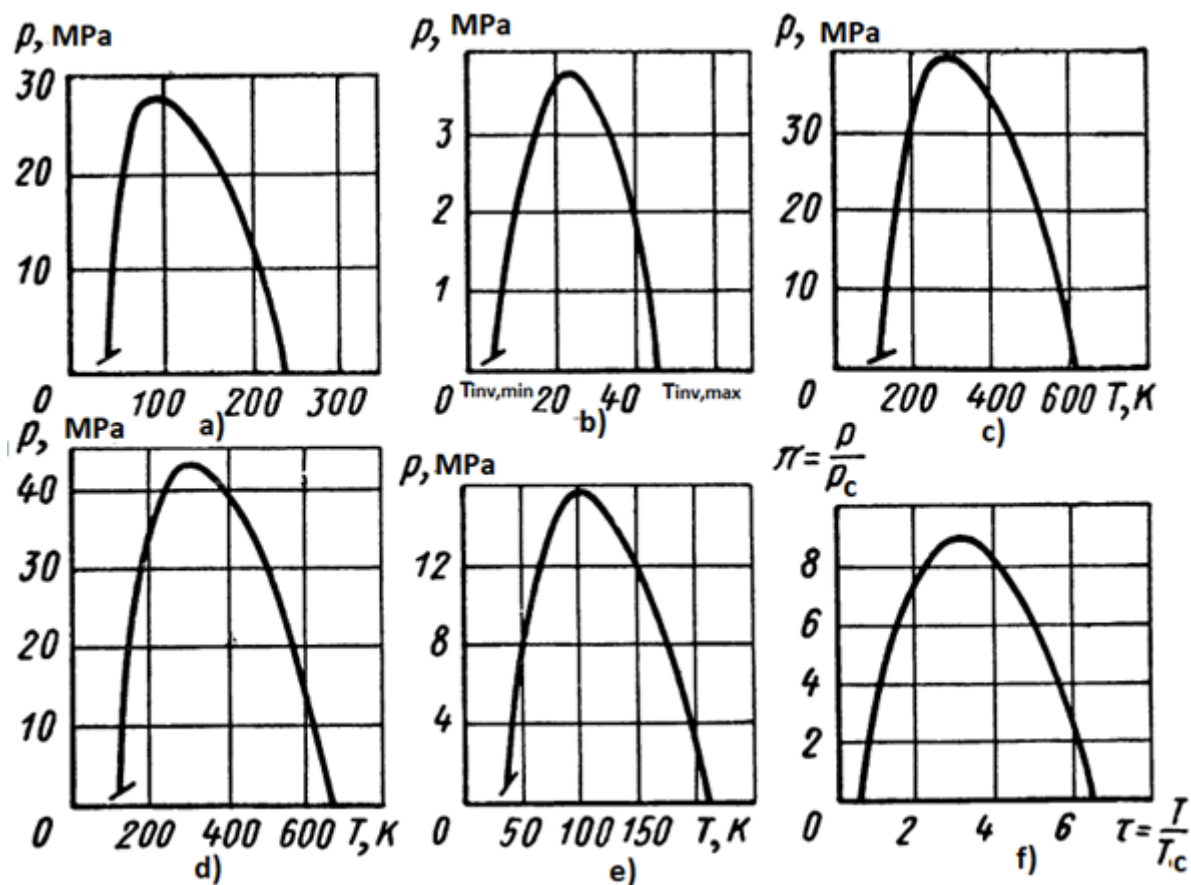


Figure. 5.4 Courbes d'inversion pour quelques gaz

a) Néon, b) Hélium, c) Azote, d) Air, e) Hydrogène, f) gaz de Vander Waals

La température d'inversion maximale de quelques gaz est donnée dans le tableau 5.1

On peut observer que tous les gaz peuvent être classés en deux familles, la première comporte ceux qui possèdent une température d'inversion maximale supérieure à la température ambiante (la majorité des gaz) et la deuxième rassemble les gaz dont la température d'inversion maximale inférieure à la température ambiante qui inclut le néon, l'hydrogène et l'hélium. Cette classification nous permet de déterminer le processus d'obtention de basse température, le processus de Joule –Thomson ou autre processus.

Ainsi, pour qu'un gaz puisse être liquéfié par étranglement, il faut, avant tout, amener sa température au dessous de sa température d'inversion maximale. Si cette condition est satisfaite, on se demande à quelle pression doit on comprimer le gaz pour avoir un effet maximale de Joule-Thomson à une température initiale donnée.

La pression optimale serait la pression d'inversion (l'isobare qui passe par l'intersection de la courbe d'inversion et l'isotherme donnée). Pour réaliser le processus d'étranglement (laminage des gaz), en général, on utilise des vannes ou des soupapes à section réglable (voir figure 5.5)

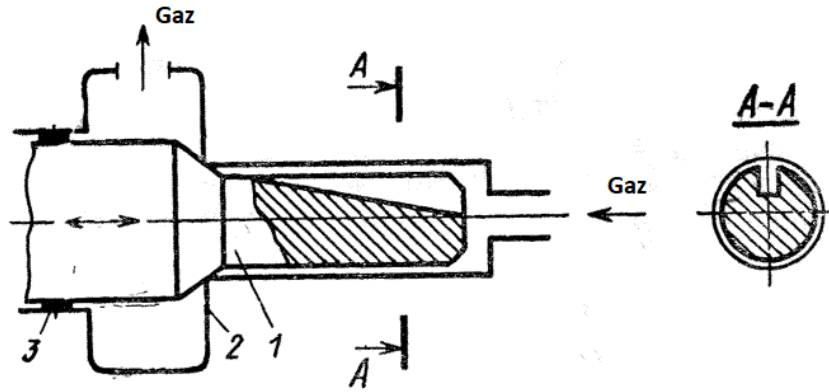


Figure. 5.5 Schéma d'une soupape d'étranglement (à position fermée)

5.3 Procédé isentropique :

Pour produire une détente isentropique d'un gaz réel, il faudrait que le gaz se détend de façon adiabatique et en absence de tout frottement. Il faudrait donc que toute l'énergie du gaz se transforme en travail cédé au milieu extérieur. Il est évident qu'à cela, la chute de l'énergie interne du gaz sera à son maximum comparable aux autres procédés de détente aux mêmes conditions initiaux et au même degré de détente. Ainsi, un tel processus est accompagné d'une diminution maximale de température.

Le travail produit par la détente du gaz dans ce processus doit être transmis à un dispositif séparé du gaz.

La variation de la température dans le procédé isentropique peut être déterminée à partir de l'équation :

$$ds = \frac{\delta Q}{T}$$

Pour un gaz parfait

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P dP = 0 \quad (\text{Procédé isentropique})$$

D'où

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_s = \mu_s = \frac{T}{C_p} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P = \frac{\beta v T}{C_p}$$

Avec :

$$\beta = \frac{1}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$$

μ_s est le coefficient de détente isentropique.

Pour les gaz obéissants à la loi

$$Pv = ZRT$$

Avec Z est le facteur de compressibilité

$$\mu_s = \frac{RT}{Pc_p} \left[Z + T \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_p \right]$$

Si nous comparons entre μ_{JT} et μ_s nous obtenons la relation :

$$\mu_s = \mu_{JT} + \frac{v}{c_p}$$

A partir des équations précédentes, on peut remarquer que :

- La valeur de μ_s est pratiquement positive dans toute la région d'état du fluide.
- Une augmentation de la température est accompagnée par une augmentation du coefficient de détente isentropique μ_s et donc du travail de détente.
- Une augmentation de la pression du fluide ou une diminution de son volume spécifique conduit à une diminution de coefficient μ_s .
- Au voisinage des états critiques et dans la région du liquide en ébullition les valeurs de μ_s se rapproche de celles de μ_{JT} .
- La valeur de μ_s pour les gaz réels peut être supérieure ou inférieure à celle des gaz parfait.

Dans la pratique la détente isentropique est réalisée dans divers moteurs de détente qui sont classés dans deux grandes familles.

- Moteurs de détente à aubes (turbo-détendeurs) (figure 5.6)
- Moteurs de détente alternatifs (volumétriques) (figure 5.7)

De nos jours, la quasi-totalité des machines de détente sont des turbines. La théorie des turbines est très proche de celle des turbocompresseurs, la thermodynamique de la détente se distinguant de celle de la compression essentiellement par quelques changements de définitions.

Les lois de la compression, indiquant que celles de la détente n'en diffèrent que par une définition autre du rendement.

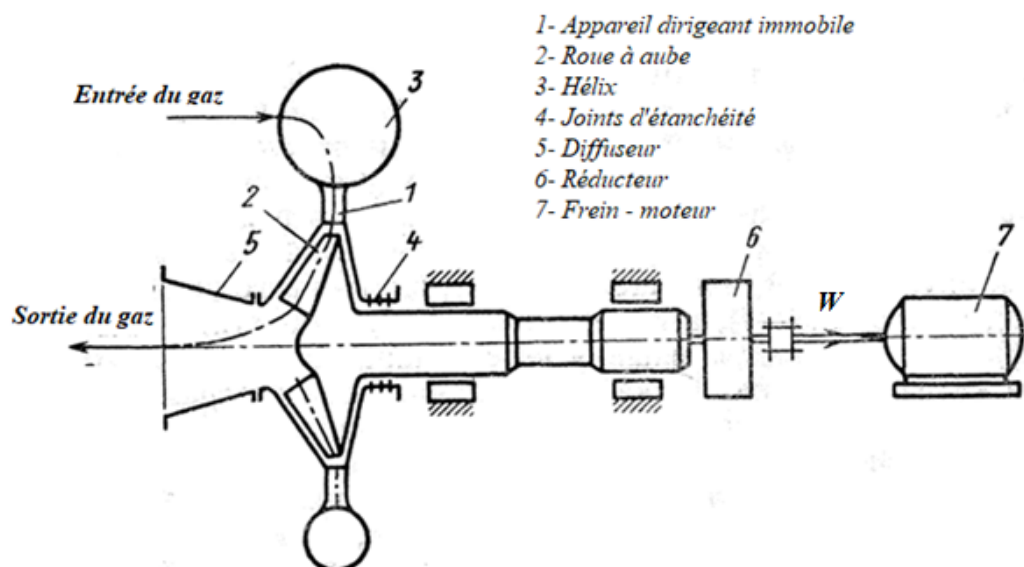


Figure. 5.6 Moteur de détente à aubes

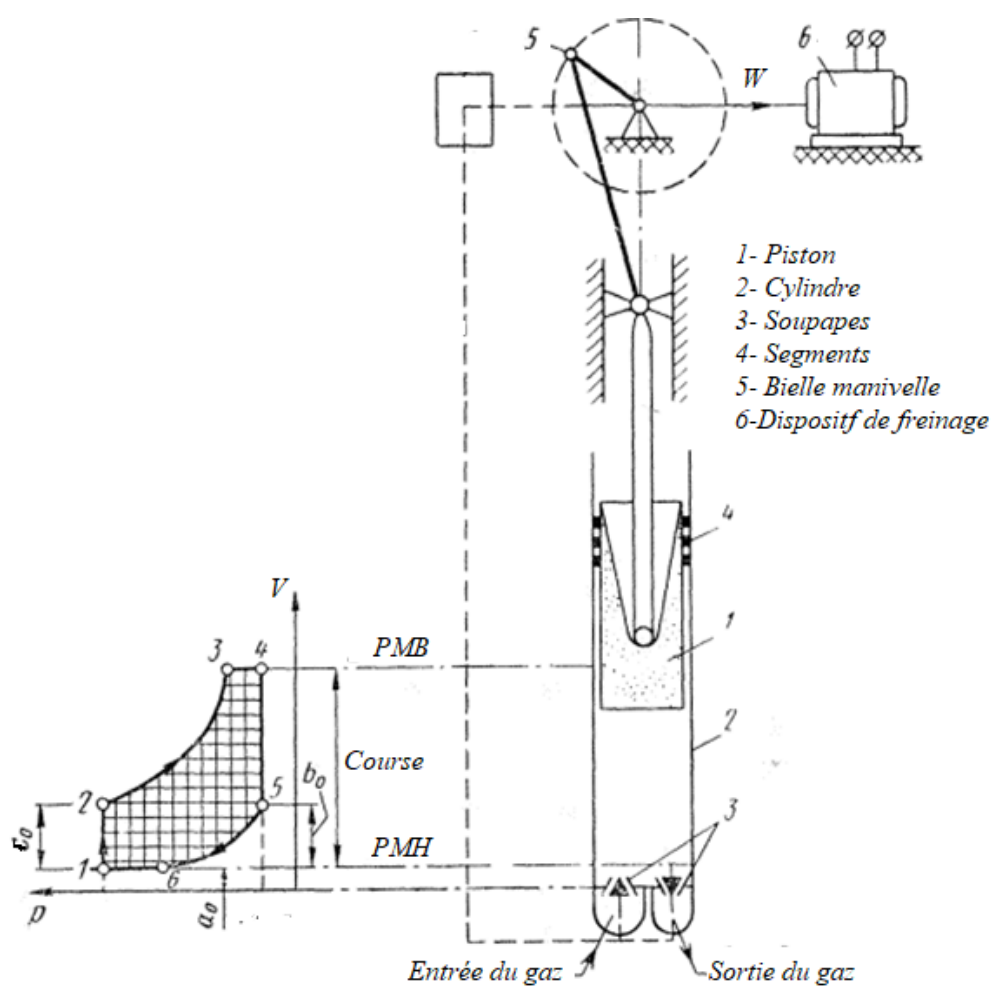


Figure. 5.7 Moteur de détente alternatif

5.4 Procédé à U constante :

Si on détend un gaz sous les mêmes conditions que lors de la détente isenthalpique, c'est-à-dire sans échange de chaleur ni du travail avec le milieu extérieur. La détente se produit dans un système à paroi rigide, l'énergie totale du système lors d'un tel processus restera constante. Le schéma du dispositif utilisé pour réaliser ce processus est représenté sur la figure 5.8. Il est constitué de deux chambres à parois rigides reliées par une conduite, le débit du fluide est contrôlé par une vanne. L'ensemble est isolé thermiquement.

Initialement la chambre A est remplie d'un gaz à la pression P_1 et à la température T_1 tandis que la chambre B est vide. On ouvre la vanne pour permettre la diffusion du gaz dans la chambre B. Après un certain temps, le système se trouve en équilibre avec une température finale T_2 et pression finale P_2 .

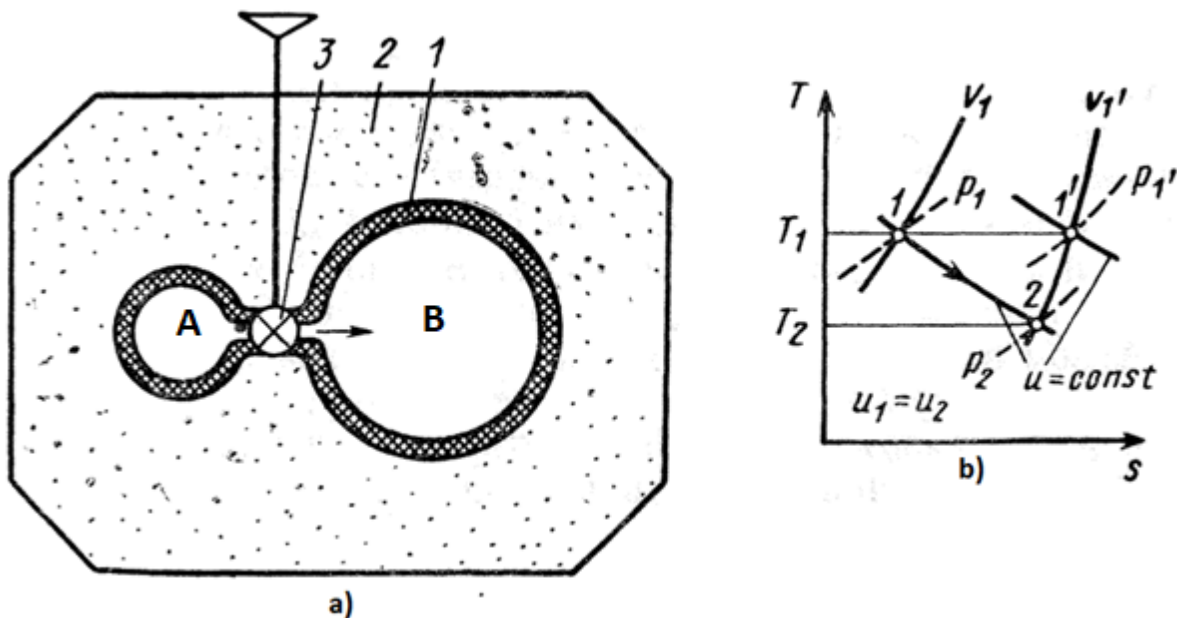


Figure. 5.8 Schéma du dispositif utilisé pour la réalisation du processus $U=Cst$ et la représentation du processus sur un diagramme $T-S$

$$T_2 < T_1 \text{ et } P_2 < P_1$$

La variation de la température lors du processus de détente à $U=cst$ sera donnée par l'expression:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial v}\right)_U = -\frac{1}{C_v} \left(\frac{\partial U}{\partial v}\right)_T$$

Le coefficient de détente à U constant s'écrit :

$$\mu_U = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_U = - \frac{\left(\frac{\partial U}{\partial P} \right)_T}{\left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_P}$$

Sachant que :

$$\left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_P = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_P - P \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P = Cp - \beta v P$$

Alors :

$$\mu_U = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_U = - \frac{\left(\frac{\partial U}{\partial P} \right)_T}{(Cp - \beta v P)}$$

Pour un gaz parfait : $\left(\frac{\partial U}{\partial v} \right)_T = \left(\frac{\partial U}{\partial P} \right)_T = 0$ en conséquence $dT=0$

Cependant pour un gaz réel μ_U est toujours positif, c'est-à-dire qu'il ya toujours refroidissement du gaz lors d'une détente à $U=cst$.

5.5 Rendement isentropique d'une turbine

Pour une turbine en fonctionnement avec un régime permanent, l'état d'entrée du fluide de travail et la pression de sortie sont fixes. Par conséquent, le processus idéal pour une turbine adiabatique est un processus isentropique entre l'état d'entrée et l'état de sortie. Le rendement isentropique d'une turbine est définie comme le rapport de la puissance de travail de la turbine à la puissance de travail qui serait atteinte si le processus entre l'état d'entrée et l'état de sortie était isentropiques

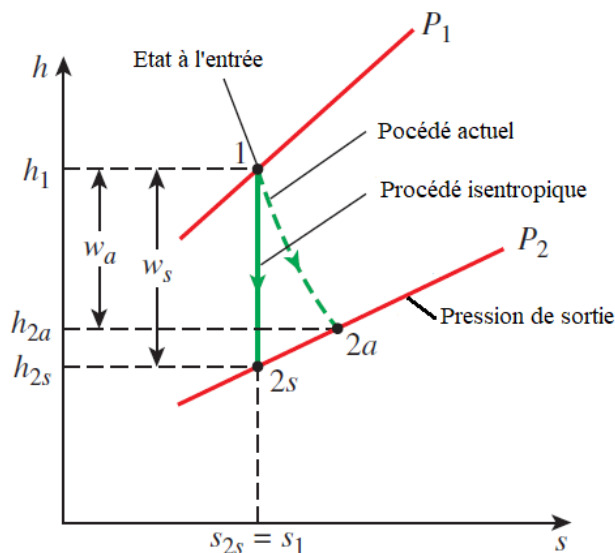


Figure. 5.9 Détente isentropique et détente réelle sur un diagramme h-s

$$\eta_T = \frac{\text{travail actuel de la turbine}}{\text{travail isentropique de la turbine}} = \frac{W_a}{W_s} = \frac{h_{2a} - h_1}{h_{2s} - h_1}$$

5.6 Exercices :

Exercice 1

La vapeur entre d'une manière permanente dans une turbine adiabatique à 3 MPa et 400 °C, et en sort à 50 kPa et 100 °C. Si la puissance fournie par la turbine est de 2 MW, déterminer :

- (a) le rendement isentropique de la turbine.
- (b) le débit massique de la vapeur traversant la turbine.

Exercice 2 :

L'air entre dans une turbine à gaz à 1600 K et en sort à 100 kPa et 830 K. Le rendement de la turbine est estimé à 85 %. Quelle est la pression d'entrée de la turbine ?

Exercice 3 :

De la vapeur d'eau surchauffée entre dans une turbine avec les conditions suivantes :

Entrée (état 1) : $P_1 = 10 \text{ MPa}, T_1 = 500^\circ\text{C} \rightarrow h_1 = 3374 \text{ kJ/kg}$

Sortie (état 2) : $P_2 = 0,1 \text{ MPa}, T_2 = 100^\circ\text{C} \rightarrow h_2 = 2676 \text{ kJ/kg}$

Le débit massique est $\dot{m} = 5 \text{ kg/s}$. La détente est supposée adiabatique.

- 1) Calculer le travail massique produit par la turbine.
- 2) Calculer la puissance mécanique produite.
- 3) Si le rendement isentropique est $\eta_T = 0,85$ et que $h_{2s} = 2585 \text{ kJ/kg}$
Calculer l'enthalpie réelle à la sortie et le travail réel.

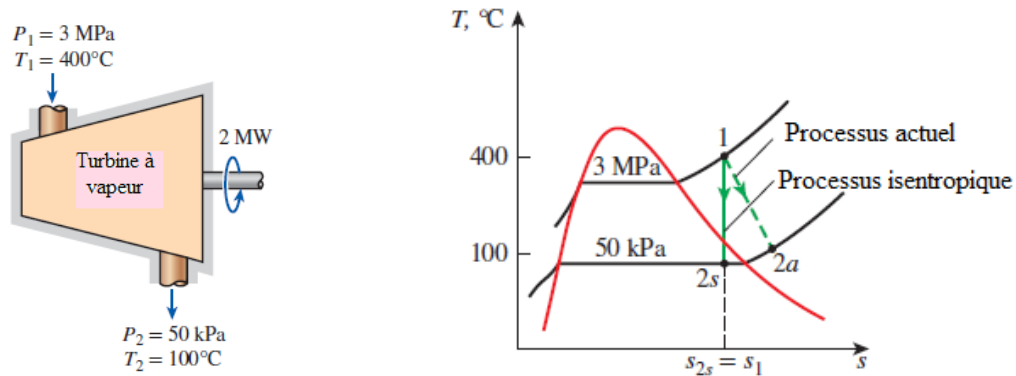
Exercice 4 :

Un détendeur isotherme réversible reçoit un flux de CO_2 à 3 MPa et 40 °C et en sort à 1 MPa et 40 °C. Déterminer la quantité de chaleur par unité de masse transférée à partir de l'équation de l'entropie et le travail spécifique à partir de l'équation de l'énergie, en supposant que le CO_2 obéit aux lois des gaz parfaits

5.7 Réponses aux exercices

Exercice 1 :

Un schéma du système et le diagramme T-s du processus sont présentés sur la figure ci dessous



Les valeurs des enthalpies des différents états ont été extraites des tables des propriétés thermodynamiques de la vapeur d'eau

État 1 :

$$\begin{aligned} P_1 &= 3 \text{ MPa} \\ T_1 &= 400^\circ\text{C} \\ h_1 &= 3231,7 \text{ kJ/kg} \\ s_1 &= 6,9235 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

État 2a :

$$\begin{aligned} P_{2a} &= 50 \text{ kPa} \\ T_{2a} &= 100^\circ\text{C} \\ h_{2a} &= 2682,4 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

L'enthalpie de sortie de la vapeur pour le processus isentropique h_{2s} est déterminée à partir de la condition que l'entropie de la vapeur reste constante ($s_2 = s_1$)

État 2s :

$$\begin{aligned} P_{2s} &= 50 \text{ kPa} \\ (s_{2s} &= s_1) \\ s_f &= 1,0912 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ s_g &= 7,5931 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{aligned}$$

Il est évident qu'à la fin du processus isentropique, la vapeur se trouve sous forme d'un mélange saturé puisque $s_f < s_{2s} < s_g$. Il faut donc d'abord déterminer le titre du mélange à l'état 2s :

$$\begin{aligned}
 x &= (s_{2s} - s_f) / s_{fg} \\
 &= (6,9235 - 1,0912) / 6,5019 \\
 &= 0,897
 \end{aligned}$$

et

$$h_{2s} = h_f + x h_{fg} = 340,54 + 0,897 (2304,7) = 2407,9 \text{ kJ/kg}$$

Alors :

$$\begin{aligned}
 \eta_T &\cong \frac{(h_1 - h_{2a})}{(h_1 - h_{2s})} \\
 &= \frac{(3231,7 - 2682,4)}{(3231,7 - 2407,9)} \\
 &= 0,667
 \end{aligned}$$

Soit 66,7 %

Le débit massique de la vapeur traversant cette turbine est déterminé par l'application du premier principe de la thermodynamique pour les systèmes ouverts

$$\dot{m} h_1 = W + \dot{m} h_{2a}$$

$$\dot{m} = \frac{W}{h_1 - h_{2a}}$$

$$\dot{m} = 3,64 \text{ kg/s}$$

Exercice 2 :

Le rendement de la turbine est donné par :

$$\eta_T = \frac{W_a}{W_s}$$

Pour un processus réel et irréversible :

$$h_1 = W_a + h_{2a}$$

Pour un processus idéal et réversible :

$$h_1 = W_s + h_{2s}$$

Pour un gaz parfait l'entropie s'écrit :

$$s(T, P) = s_0(T) - R \ln P$$

$s_0(T)$ Entropie de référence (fonction de la température uniquement)

Entre l'état 1 et l'état 2

$$s_2 - s_1 = (s_2^0 - s_1^0) - R \ln(P_2/P_1)$$

Pour une transformation isentropique:

$$s_{2s} - s_1 = 0 = (s_{2s}^0 - s_1^0) - R \ln(P_2/P_1)$$

D'après les tables des propriétés thermodynamique de l'air à 1600 K, on obtient :

$$h_1 = 1757.3 \text{ kJ/kg}, \quad s_1^0 = 8.6905 \text{ kJ/kg K}$$

$$\text{à } 830 \text{ K} \quad h_{2a} = 855.3 \text{ kJ/kg}$$

alors :

$$W_a = h_1 - h_{2a} = 902 \text{ kJ/kg}$$

$$W_s = \frac{W_a}{\eta_T} = \frac{902}{0.85} = 1061,2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2s} = h_1 - W_s = 696,1 \text{ kJ/kg}$$

D'après les tables des propriétés thermodynamique de l'air

$$T_{2s} = 683,7 \text{ K}$$

$$s_{2s}^0 = 7,7148 \text{ kJ/kgK}$$

La pression à l'entrée de la turbine est déterminée de l'équation :

$$0 = (s_{2s}^0 - s_1^0) - R \ln(P_2/P_1)$$

$$P_1 = 2995 \text{ kPa}$$

Exercice 3

1- Le travail massique produit par la turbine

L'application du premier principe de la thermodynamique pour les systèmes ouverts donne :

$$W = h_1 - h_2 = 3374 - 2676 = 698 \text{ kJ/kg}$$

2- La puissance mécanique

$$P = \dot{m}W = 3490 \text{ kW}$$

3- L'enthalpie à la sortie pour $\eta_T = 0,85$

$$\eta_T = \frac{h_{2a} - h_1}{h_{2s} - h_1}$$

$$h_{2a} = \eta_T(h_{2s} - h_1) + h_1 = 2703 \text{ kJ/kg}$$

- Le travail réel

$$W_{réel} = h_1 - h_{2a} = 3374 - 2703 = 671 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{réel} < W$$

Exercice 4 :

- La chaleur spécifique

Pour un gaz parfait la variation de l'entropie spécifique est donnée par :

$$s_2 - s_1 = (s_2^0 - s_1^0) - R \ln(P_2/P_1)$$

Comme le processus est isotherme, alors :

$$s_2 - s_1 = -R \ln(P_2/P_1)$$

Avec :

$$R = \frac{8,314}{44} = 0,1889$$

$$\Delta s = s_2 - s_1 = 0,2075 \text{ kJ/kgK}$$

$$q = T \Delta s = 313,15 \times 0,2075$$

$$= 65 \text{ kJ/kg}$$

$q > 0$ le fluide reçoit de la chaleur

- Le travail spécifique

Pour un système ouvert, le premier principe de la thermodynamique s'écrit :

$$q + w = \Delta h$$

Pour un processus isotherme : $\Delta h = 0$

Alors :

$$w = -q = -65 \text{ kJ/kg}$$

$w < 0$ le fluide produit le travail

6 CYCLES MOTEURS

6.1 Introduction

Un cycle moteur est une succession de transformations thermodynamiques que subit un fluide de travail, permettant de convertir une énergie thermique en travail mécanique. L'étude des cycles moteurs constitue le fondement de la conception des moteurs à combustion interne, des turbines à gaz et des centrales thermiques.

6.2 Cycle de Carnot :

Le cycle de Carnot est le cycle qui décrit le fonctionnement idéal d'une machine thermique réversible opérante entre deux sources de chaleur. Il porte le nom d'un ingénieur français, Nicolas Léonard Sadi Carnot (1796-1832), qui a énoncé les fondements de la deuxième loi de la thermodynamique en 1824. Le cycle de Carnot est le modèle de référence pour analyser et comparer le rendement des moteurs thermiques et des dispositifs exploitant les différences des températures pour produire du travail ou transférer de la chaleur d'une manière efficace.

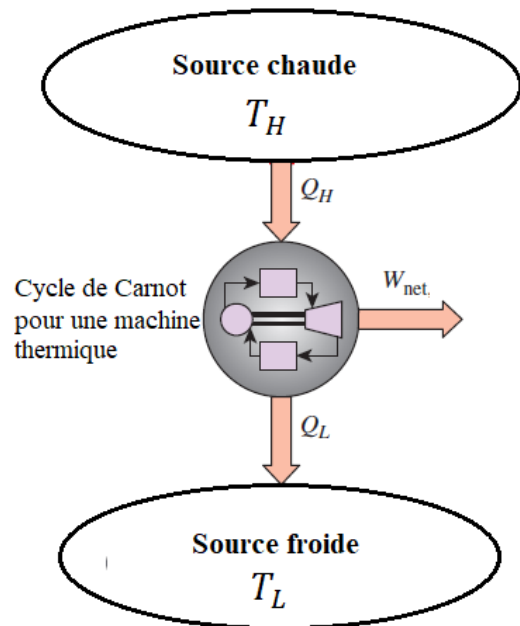


Figure 6-1 Schéma d'une machine thermique

Le cycle de Carnot se compose de quatre phases distinctes et successives, chacune correspondant à une transformation élémentaire du fluide de travail : deux transformations isothermes alternent avec deux transformations adiabatiques formant un cycle fermé.

La représentation du cycle de Carnot sur un diagramme $P-v$ et sur un diagramme $T-s$ est schématisée sur la figure 6-2

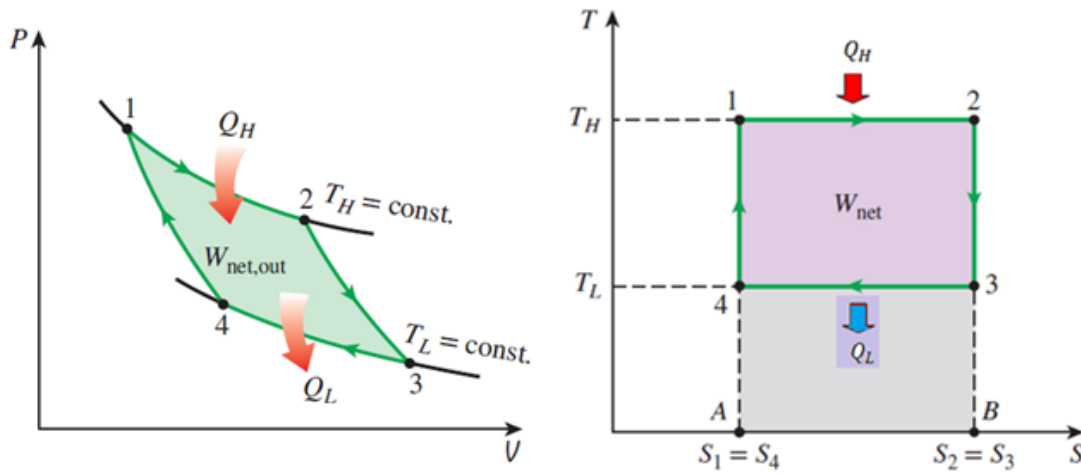


Figure 6-2 Cycle de Carnot sur un diagramme $P-v$ et $T-s$

- $1 \rightarrow 2$: Détente isotherme réversible à T_H (absorption de la chaleur depuis la source chaude).
- $2 \rightarrow 3$: Détente adiabatique réversible et la température descend de T_H à T_L (production de travail).
- $3 \rightarrow 4$: Compression isotherme réversible à T_L (rejet de la chaleur vers la source froide).
- $4 \rightarrow 1$: Compression adiabatique réversible et la température remonte de T_L à T_H (consommation de travail).

6.2.1 Bilan énergétique pour chaque transformation

Pour un gaz parfait en transformation isotherme ($\Delta U = 0$, donc $W = -Q$)

$$W_{1-2} = -Q_H = -nRT_H \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

$$W_{3-4} = -Q_L = -nRT_L \ln\left(\frac{V_4}{V_3}\right)$$

Pour une transformation adiabatique ($Q = 0$)

$$W_{2-3} = \Delta U_{2-3} = nC_v(T_L - T_H)$$

$$W_{4-1} = \Delta U_{4-1} = nC_v(T_H - T_L)$$

6-1-2- Travail total (net) du cycle

Le travail total fourni par le cycle est :

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1}$$

Avec :

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4}$$

$$W_{net} = -nR \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) (T_H - T_L)$$

Ce qui donne :

$$|W_{net}| = nR(T_H - T_L) \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

6.2.2 Rendement du cycle de Carnot

$$\eta_{th} = \frac{|W_{net}|}{Q_H} = \frac{nR(T_H - T_L) \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)}{nRT_H \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)} = \frac{(T_H - T_L)}{T_H} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

6.3 Cycle Otto

Le cycle Otto est un cycle idéal qui approxime le fonctionnement d'un moteur à combustion interne à allumage commandé (moteur à essence). Il a été théorisé par l'inventeur allemand Nikolaus August Otto (1832-1891) en 1876.

La représentation du cycle sur un diagramme $P-v$ et sur un diagramme $T-s$ et schématisé sur la figure 6-3.

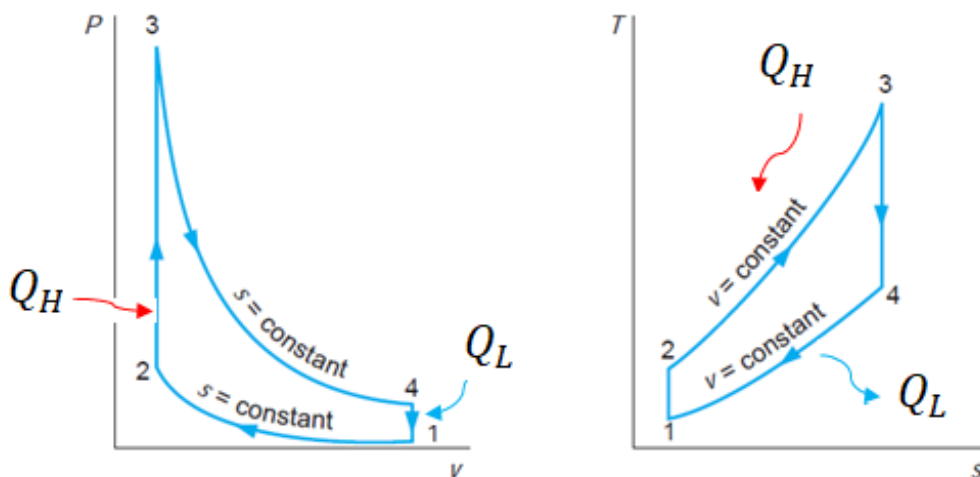


Figure 6-3 : Cycle Otto sur un diagramme $P-v$ et $T-s$

Le cycle Otto se compose des transformations suivantes :

- 1 → 2 : Compression adiabatique réversible (isentropique)

- $2 \rightarrow 3$: Compression isochore réversible et la température remonte de T_2 à T_3 (absorption de la chaleur depuis la source chaude).
- $3 \rightarrow 4$: Détente isentropique.
- $4 \rightarrow 1$: détente isochore réversible et la température remonte de T_4 à T_1 (rejet de la chaleur vers la source froide).

6.3.1 Bilan énergétique pour chaque transformation

Pour un gaz parfait en transformation isentropique ($Q = 0$)

Pour un gaz parfait en transformation isochore ($V = C^{st}, W = 0$)

$$Q_H = nC_v(T_3 - T_2)$$

$$Q_L = nC_v(T_1 - T_4)$$

6.3.2 Travail total (net) du cycle

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4}$$

L'application du premier principe

$$\Delta U = 0$$

$$W_{net} = -(Q_H + Q_L)$$

$$W_{net} = -nC_v[(T_3 - T_2) + (T_1 - T_4)]$$

$$|W_{net}| = Q_H - |Q_L|$$

6.3.3 Rendement thermique du cycle Otto

$$\eta_{th} = \frac{|W_{net}|}{Q_H} = 1 - \frac{|Q_L|}{Q_H} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

Les transformations $1 - 2$ et $3 - 4$ sont isentropiques et $V_2 = V_3$ et $V_4 = V_1$

Ainsi :

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{\gamma-1} \quad \text{et} \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1}$$

Alors :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

Avec

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} \quad (\text{rapport de compression})$$

6.4 Cycle Diesel

Le cycle Diesel, proposé par Rudolph Diesel en 1890, est un cycle idéal pour le moteur diesel, appelé également moteur à allumage par compression. Dans ce cycle la chaleur est transférée au fluide de travail. Le cycle Diesel est représenté sur les diagrammes $P-v$ et $T-s$ de la figure 6-4.

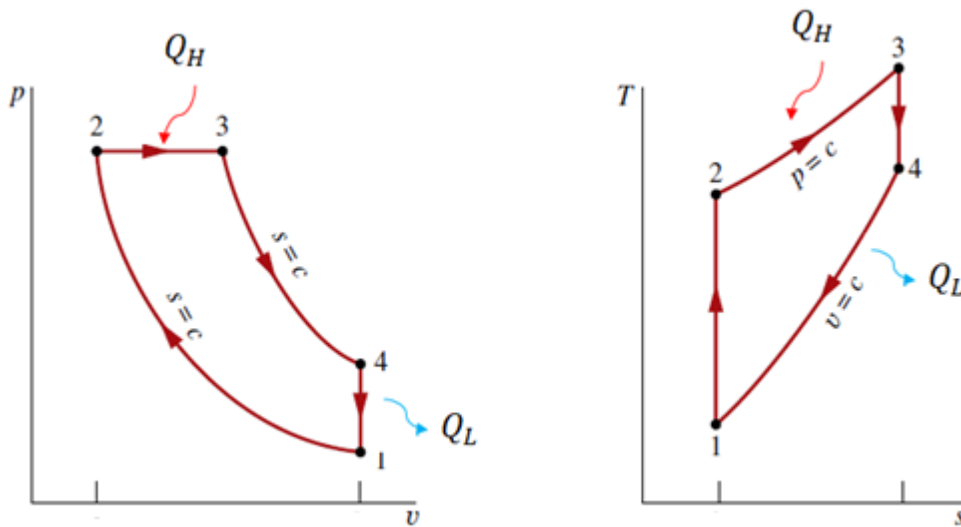


Figure 6-4 : Cycle Diesel sur un diagramme $P-v$ et $T-s$

6.4.1 Composition du cycle et bilan énergétique

Le cycle se compose de quatre transformations internes réversibles et successives.

- $1 \rightarrow 2$: Compression adiabatique réversible (isentropique)

Le fluide de travail est comprimé de V_1 à V_2 . La relation entre P et V pour une transformation isentropique s'écrit :

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \Rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_1 r^{\gamma-1}$$

Le travail reçu par le gaz est :

$$W_{1-2} = nC_v(T_2 - T_1)$$

- $2 \rightarrow 3$: Combustion isobare réversible et le volume passe de V_2 à V_3 (absorption de la chaleur depuis la source chaude).

$$Q_H = nC_p(T_3 - T_2)$$

Avec :

$$T_3 = T_2 \left(\frac{V_3}{V_2} \right) = T_2 \alpha = T_1 \alpha r^{\gamma-1}$$

Avec :

$$\alpha = \frac{V_3}{V_2} \quad (\text{Taux de coupure})$$

le travail produit pendant cette phase est :

$$W_{2-3} = P_2(V_2 - V_3) = nR(T_2 - T_3) = n(C_p - C_v)(T_2 - T_3)$$

- 3 → 4 : Détente isentropique et le volume passe de V_3 à $V_4 = V_1$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} = T_3 \left(\frac{\alpha}{r} \right)^{\gamma-1} = T_1 \alpha^\gamma$$

Le travail produit pendant cette phase est :

$$W_{3-4} = nC_v(T_4 - T_3)$$

- 4 → 1 : Echappement isochore réversible et fluide revient à l'état initial en rejetant de la chaleur vers la source froide.

$$Q_L = nC_v(T_1 - T_4)$$

$$W_{4-1} = 0$$

6.4.2 Travail total du cycle

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} = nC_v(T_2 - T_1) + n(C_p - C_v)(T_2 - T_3) + nC_v(T_4 - T_3)$$

Après simplification

$$W_{net} = nC_p(T_2 - T_3) - nC_v(T_4 - T_1)$$

6.4.3 Rendement du cycle Diesel

$$\eta_{th} = \frac{|W_{net}|}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)}$$

$$= 1 - \frac{(T_1 \alpha^\gamma - T_1)}{\gamma(T_1 \alpha r^{\gamma-1} - T_1 r^{\gamma-1})}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1(\alpha^\gamma - 1)}{\gamma T_1 r^{\gamma-1}(\alpha - 1)} = 1 - \frac{(\alpha^\gamma - 1)}{\gamma r^{\gamma-1}(\alpha - 1)}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \frac{(\alpha^\gamma - 1)}{\gamma(\alpha - 1)}$$

6.5 Cycle de Brayton

Le cycle de Brayton a été initialement proposé par George Brayton pour le moteur à combustion d'huile à piston qu'il a mis au point vers 1870. Aujourd'hui, il est utilisé comme un cycle thermodynamique de référence des turbines à gaz (réacteurs d'avion, centrales à

turbine, turbines industrielles). Il fonctionne en flux continu (écoulement permanent), contrairement aux cycles Diesel/Otto qui sont des cycles fermés à piston.

La turbine à gaz à cycle ouvert simple (a), utilisant une combustion interne, et la turbine à gaz à cycle fermé simple (b), utilisant des processus de transfert de chaleur, sont toutes deux représentées schématiquement sur la figure 6-5. Le cycle de Brayton à air standard est illustré sur les diagrammes $P-v$ et $T-s$ de la figure 6-7.

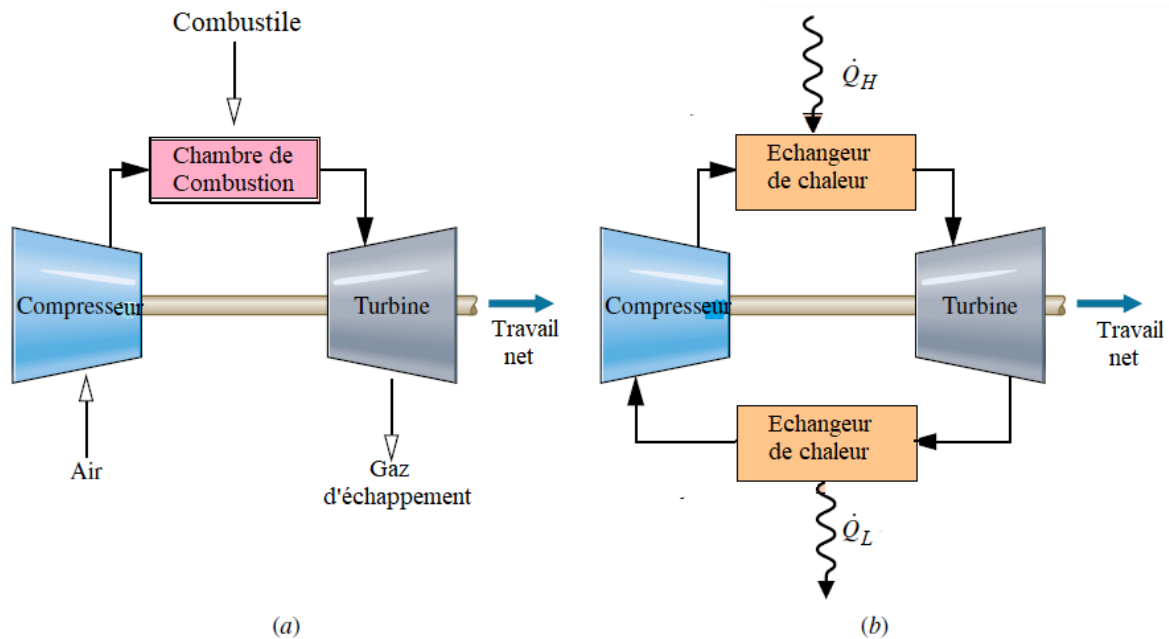


Figure 6-5 : Représentation d'une turbine à gaz à cycle Ouvert (a) et à cycle fermé (b)

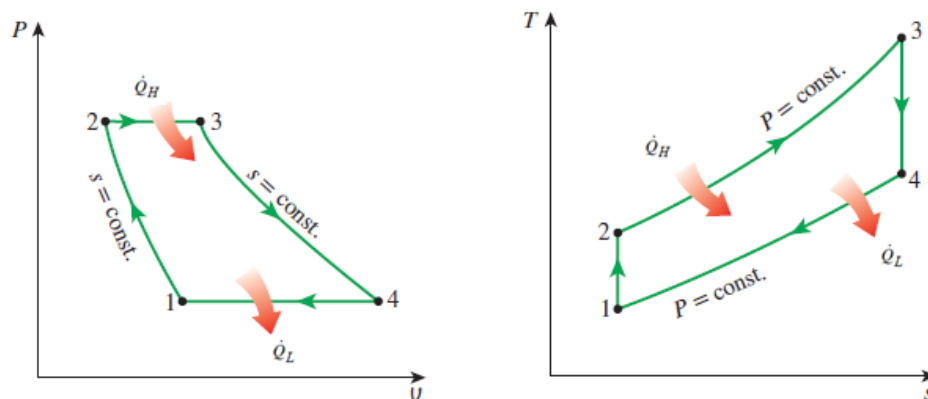


Figure 6-6 : Cycle de Brayton sur un diagramme $P-v$ et $T-s$

6.5.1 Composition du cycle et bilan énergétique

Le cycle idéal de Brayton se compose de quatre transformations réversibles et successives.

- 1 → 2 : Compression adiabatique réversible (isentropique) dans le compresseur. Le fluide de travail est comprimé de P_1 à P_2 . La relation entre T et P pour une transformation isentropique s'écrit :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

r_p : Rapport de pression

Le travail de compression reçu par le gaz est :

$$W_{1-2} = nC_p(T_2 - T_1)$$

- 2 → 3 : Chauffage isobare réversible : la combustion se fait à pression constante et le volume passe de V_2 à V_3 (absorption de la chaleur depuis la source chaude).

$$Q_H = nC_p(T_3 - T_2)$$

Il n'y a pas du travail produit ou consommé dans un échangeur isobare sans pièces mobiles :

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

- 3 → 4 : Détente isentropique : le gaz chaud se détend dans la turbine et produit du travail. Le volume passe de V_3 à V_4

$$T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_3 r_p^{\frac{-(\gamma-1)}{\gamma}}$$

Le travail produit pendant cette phase est :

$$W_{3-4} = nC_p(T_4 - T_3)$$

- 4 → 1 : Rejet de chaleur isobare : dans un cycle fermé idéal, on refroidit le fluide dans un échangeur à pression constante pour le ramener à l'état initial. Dans un turboréacteur réel, les gaz sont simplement éjectés à l'atmosphère et on aspire de l'air frais, c'est un cycle ouvert. Le fluide revient à l'état initiale en rejetant de la chaleur vers la source froide.

$$Q_L = nC_p(T_4 - T_1)$$

$$W_{4-1} = 0$$

6.5.2 Travail total du cycle

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_{1-2} + W_{3-4} = nC_p(T_2 - T_1) + nC_p(T_4 - T_3) \\ &= nC_p(T_4 - T_1) + nC_p(T_2 - T_3) \end{aligned}$$

6.5.3 Rendement du cycle de Brayton

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= \frac{|W_{net}|}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \\ &= 1 - r_p^{\frac{-(\gamma-1)}{\gamma}} \end{aligned}$$

6.6 Turbine à vapeur

6.6.1 Définition :

Une turbine est un dispositif produisant de l'énergie grâce au passage d'un fluide (gaz ou liquide) à travers un ensemble d'aubes fixées à un arbre libre de tourner. La figure 6-7 présente le schéma d'une turbine à écoulement axial

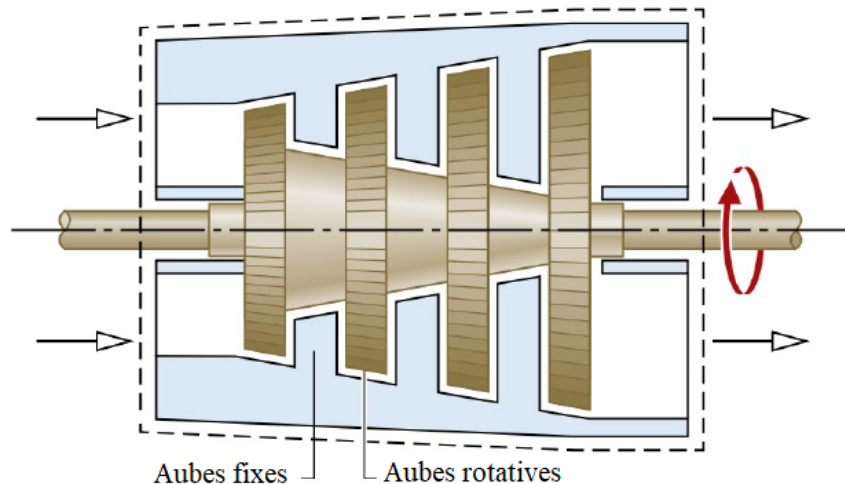


Figure 6-7 Schéma d'une turbine à gaz ou vapeur à écoulement axial

6.6.2 Principe de fonctionnement :

La turbine à vapeur fonctionne selon le principe de détente de la vapeur. De la vapeur surchauffée à haute pression et haute température entre dans la turbine et se détend en traversant les différents étages de la machine. Cette détente convertit l'énergie interne de la vapeur (enthalpie) en énergie cinétique, puis en travail mécanique sur les aubes mobiles du rotor. Il existe deux grandes familles selon le mode de détente :

- **Turbine à action** : la détente de la vapeur a lieu entièrement dans les tuyères fixes (stator). La pression reste constante à travers les aubes mobiles ; c'est uniquement la vitesse de la vapeur qui entraîne le rotor. (turbine De Laval (1 étage), turbine Curtis (multi-étages de vitesse)).
- **Turbines à réaction** : la détente s'effectue à la fois dans les aubes fixes et les aubes mobiles. La différence de pression au niveau des aubes mobiles génère une force de réaction. Exemple : turbine Parsons. Les installations modernes sont souvent mixtes (premier étage à action puis étages à réaction).

6.6.3 Calculs sur les turbines à vapeur

Les calculs sont illustrés par l'exemple qui vise notamment à évaluer l'importance des termes de transfert de chaleur et d'énergie cinétique dans le bilan énergétique et à illustrer l'utilisation appropriée des facteurs de conversion d'unités.

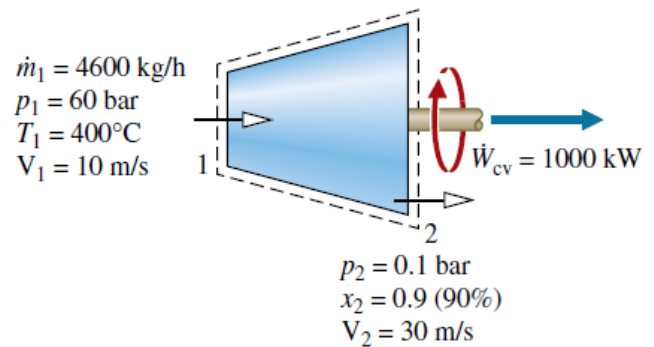
Enoncé :

De la vapeur d'eau entre dans une turbine fonctionnant en régime permanent avec un débit massique de 4600 kg/h . La turbine développe une puissance de sortie de 1000 kW .

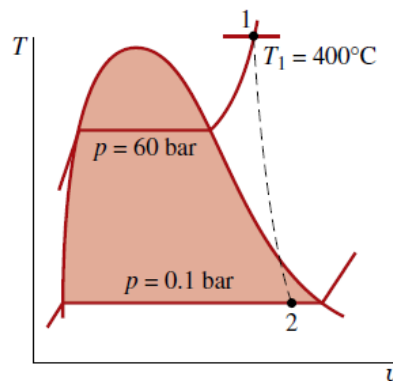
À l'entrée, la pression est de 60 bar , la température est de 400°C et la vitesse est de 10 m/s .

À la sortie, la pression est de $0,1 \text{ bar}$, le titre du mélange est de $0,9$ (90 %) et la vitesse est de 30 m/s .

Calculer le taux de transfert de chaleur entre la turbine et le milieu extérieur, en kW .



Solution :



Pour calculer les échanges de chaleur, On commence par une forme à une entrée et une sortie du bilan énergétique en régime permanent d'un volume de contrôle qui entoure la turbine

Le premier principe de la thermodynamique s'écrit :

$$\dot{Q} + \dot{W} = \Delta \dot{E}$$

Avec :

$$\Delta \dot{E} = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{m} \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right) + \dot{m}g(z_2 - z_1)$$

$\dot{m} = 4600 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 1,2778 \text{ kg/s}$ le débit massique

- Le terme $\dot{m}(h_2 - h_1)$: représente la variation d'énergie thermique interne et l'énergie liée à la pression.
- Le terme $\dot{m} \left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \right)$: représente la variation d'énergie cinétique due au changement de la vitesse du fluide.

- Le terme $\dot{m}g(z_2 - z_1)$: représente la variation d'énergie potentielle due au changement de l'altitude.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{m}\left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right) + \dot{m}g(z_2 - z_1) - \dot{W}$$

$$h_2 = h_{f2} + xh_{fg2} = 191,81 + 0,9 \times 2392,82$$

$$h_2 = 2345,34 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 3177,17 \text{ kJ/kg}$$

Alors :

$$h_2 - h_1 = -831,83 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2} = \left[\frac{(30)^2 - (10)^2}{2 \times 1000} \right] = 0,4 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}g(z_2 - z_1) = 0$$

Alors :

$$\dot{Q} = 1,2778 \times (-831,83) + 1,2778 \times 0,4 + 1000$$

$$\dot{Q} = 62,4 \text{ kW}$$

6.7 Cycle de Rankine

6.7.1 Définition :

Le cycle de Rankine est le cycle thermodynamique de référence des centrales à vapeur. Nommé d'après l'ingénieur et physicien écossais William John Macquorn Rankine (1820-1872), l'un des fondateurs de la thermodynamique. Le cycle de Rankine décrit la transformation d'un fluide caloporteur (eau/vapeur) à travers quatre transformations successives permettant de convertir de la chaleur en travail mécanique. C'est le fondement de toute installation de production d'énergie utilisant la vapeur d'eau.

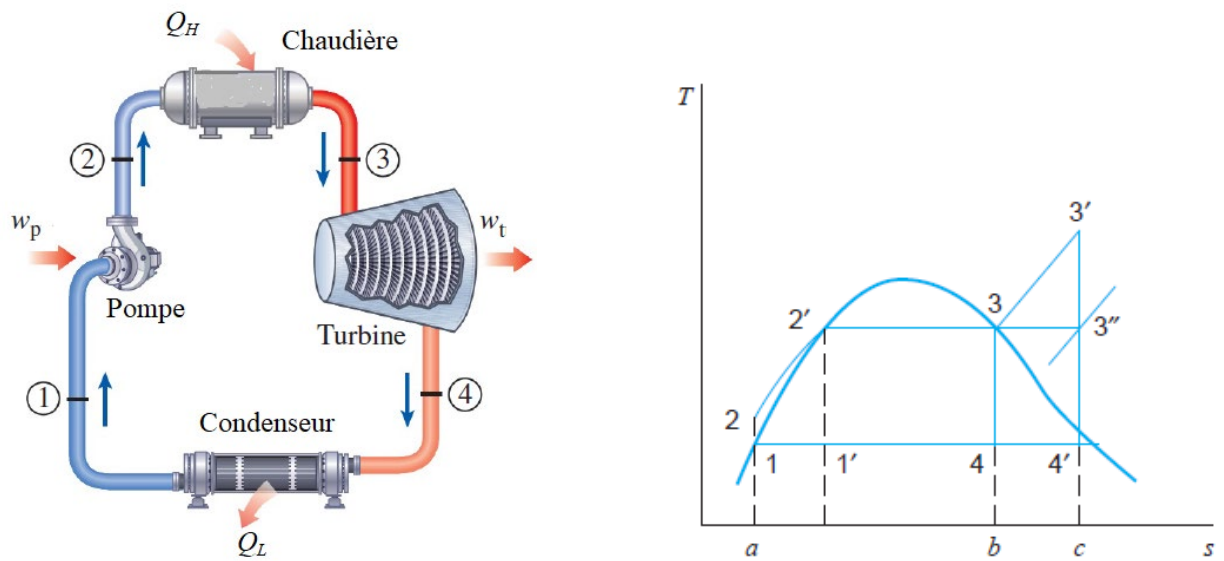


Figure 6-8 : Centrale thermique simple à vapeur fonctionnant selon le cycle de Rankine.

6.7.2 Description des transformations:

En se référant à la figure 6-8, on constate que le fluide de travail subit la série de transformations réversibles suivantes :

Transformation 1–2 : Compression isentropique dans la pompe jusqu'à l'état de liquide comprimé (état 2). Le travail de pompage est très faible

Transformation 2–3 : Transfert de chaleur au fluide de travail lors de son écoulement à pression constante à travers la chaudière. Le liquide sous pression est chauffé, vaporisé puis surchauffé à pression constante $P_2 = P_3$

Transformation 3–4 : Détente isentropique du fluide de travail à travers la turbine depuis la haute pression P_3 jusqu'à la basse pression P_4 . Dans le cas idéal, cette détente est isentropique ($s_1 = s_2s$).

Transformation 4–1 : Transfert de chaleur du fluide de travail lors de son écoulement à pression constante à travers le condenseur, où il ressort sous forme de liquide saturé (état 1).

6.7.3 Equations pour chaque composant:

- Pompe 1-2

Le travail absorbé par la pompe

$$W_p = \int_1^2 v dP$$

Pour un fluide incompressible

$$W_p = v_1(P_2 - P_1)$$

$$Q_{1-2} = 0 \rightarrow W_p = h_2 - h_1$$

Rendement de la pompe (cas réel)

$$\eta_P = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

- **Chaudière 2-3**

La chaleur reçue par le fluide dans la chaudière est :

$$Q_H = h_3 - h_2 \quad kJ/kg$$

$$W_{3-2} = 0 \quad (\text{Pas d'organes mobiles})$$

- **Turbine 3-4**

Le travail produit par la turbine est :

$$W_t = h_3 - h_4$$

Pour une turbine idéale (isentropique) : $s_3 = s_4$

Rendement de la turbine (cas réel)

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

- **Condenseur 4-1**

$$W_{4-1} = 0 \quad (\text{Pas d'organes mobiles})$$

Chaleur évacuée au milieu extérieur

$$Q_L = h_1 - h_4$$

6.7.4 Rendement thermique du cycle:

Le rendement thermique d'un cycle idéal de Rankine s'écrit :

$$\eta_{th} = \frac{|W_{net}|}{Q_H} = \frac{|W_t + W_P|}{Q_H}$$

$$\eta_{th} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{Q_H}$$

6.8 Cycle à resurchauffe

Le cycle de Rankine à resurchauffe est une amélioration du cycle de Rankine simple afin d'augmenter son rendement et de diminuer l'humidité de la vapeur en fin de détente. La vapeur se détend dans deux turbines, une turbine (HP) à haute pression et une turbine (BP) à basse pression avec un réchauffage intermédiaire dans la chaudière.

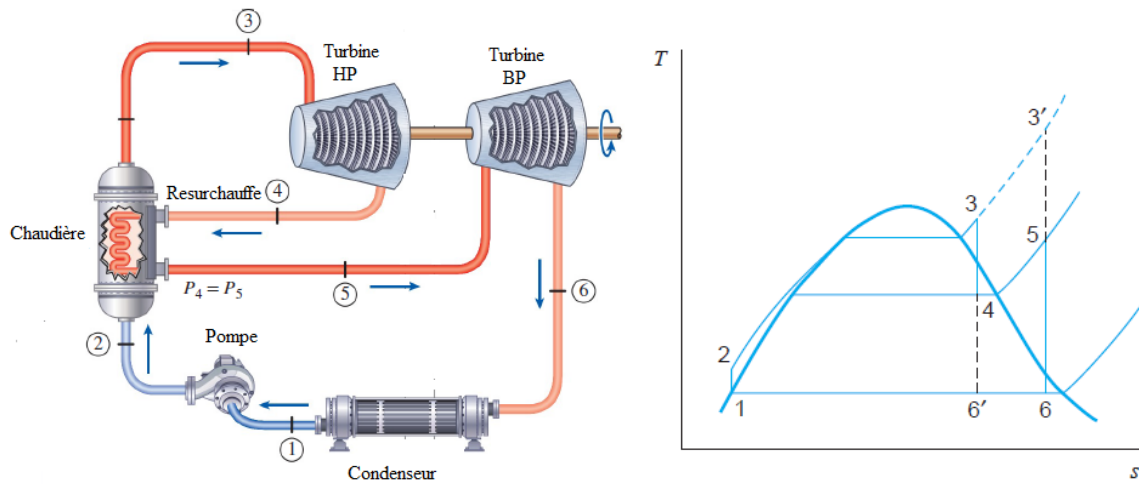


Figure 6-9 : Cycle idéal de Rankine à resurchauffe.

Le fluide de travail subit six transformations successives comme l'indique la figure 6-9.

- **1 → 2 : Compression (Pompe) :** Le liquide saturé est pompé de basse pression P_1 vers la haute pression P_2 . La transformation est isentropique, et le travail consommé (faible) est :

$$W_P = v_1(P_2 - P_1)$$

- **2 → 3 : Echauffement + vaporisation + surchauffe (Chaudière)** Chaleur absorbée à pression constante :

$$Q_1 = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$$

- **3 → 4 : Détente HP (Turbine haute pression)** La vapeur surchauffée se détend de la pression haute P_3 vers la pression intermédiaire P_4 . Le travail massique produit vaut :

$$W_{HP} = h_4 - h_3$$

- **4 → 5 : Resurchauffe (isobare)** La vapeur partiellement détendue retourne dans le resurchauffeur à pression constante $P_4 = P_5$. Elle absorbe une chaleur massique :

$$Q_2 = (h_5 - h_4)$$

- **5 → 6 : Détente BP (Turbine basse pression)** Nouvelle détente isentropique de P_5 jusqu'à la pression basse P_6 (condensation). Travail massique :

$$W_{BP} = h_6 - h_5$$

- **6 → 1 : Condensation (isobare)** La vapeur humide se condense à pression et température constantes. La chaleur rejetée vaut :

$$Q_L = (h_1 - h_6)$$

Le rendement thermique d'un cycle idéal de Rankine avec resurchauffe s'écrit :

$$\eta_{th} = \frac{|W_{net}|}{Q_H} = \frac{|W_{HP} + W_{BP} + W_P|}{Q_1 + Q_2}$$

6.9 Cycle à soutirage

Dans un cycle de Rankine à soutirage, une fraction y de la vapeur en cours de détente dans la turbine HP est prélevée et envoyée dans un réchauffeur pour réchauffer l'eau d'alimentation avant son entrée dans la chaudière. Cela augmente le rendement thermique car on réduit l'irréversibilité liée au transfert de chaleur dans la chaudière (l'eau entre plus chaude). Le schéma de l'installation et le cycle sont présentés dans la figure 6-10.

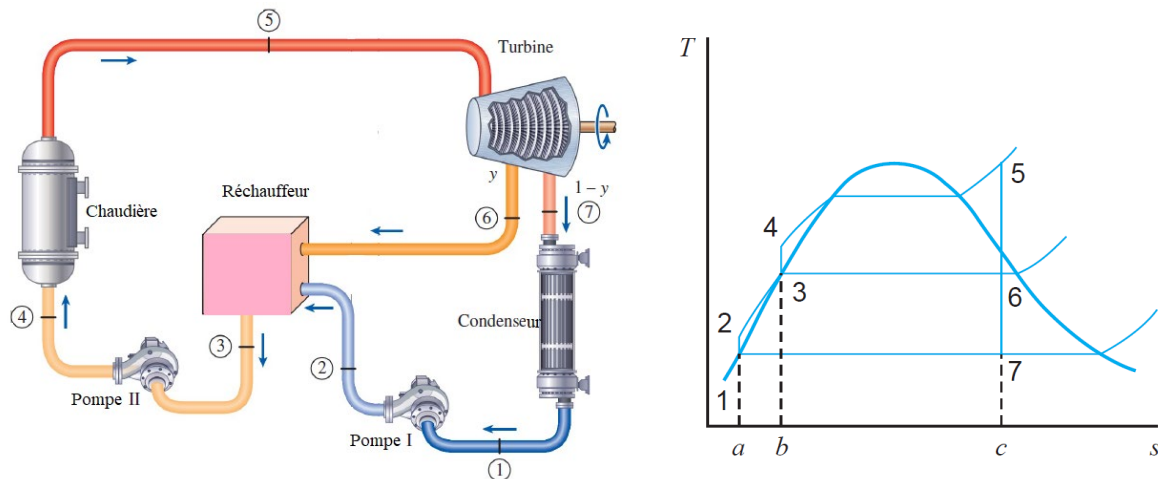


Figure 6-10 : Cycle idéal de Rankine à soutirage

Travaux et chaleurs échangées :

- Pompage à basse pression (pompe I)

$$W_{PI} = h_2 - h_1 = v_1(P_2 - P_1)$$

- Détente dans la turbine

L'application du premier principe de la thermodynamique aux systèmes ouverts donne :

$$W_t = (1 - y)h_7 + yh_6 - h_5$$

Alors :

$$W_t = (h_6 - h_5) + (1 - y)(h_7 - h_6)$$

Avec :

$$s_5 = s_6 = s_7$$

- Pour le réchauffeur

$$h_3 - yh_6 - (1 - y)h_2 = 0$$

- Au niveau du condenseur

$$Q_L = (1 - y)(h_1 - h_7)$$

- Pompage à haute pression (pompe II)

$$W_{PII} = h_4 - h_3 = v_3(P_4 - P_3)$$

Avec :

$$s_4 = s_3$$

- Pour la chaudière :

$$Q_H = (h_5 - h_4)$$

Rendement thermique du cycle

$$\eta_{th} = \frac{|W_{net}|}{Q_H} = \frac{|W_t + (1 - y)W_{PI} + W_{PII}|}{Q_H}$$

6.10 Cogénération

La cogénération consiste à produire simultanément de l'électricité et de la chaleur utile à partir d'une seule source de chaleur primaire et permettre d'augmenter le rendement énergétique global jusqu'à 85% . Dans un cycle de Rankine.

Une centrale de chauffage urbain à contre-pression est représentée sur la figure 6-11. Cette centrale ressemble à la centrale à cycle de Rankine simple, à une différence importante près : ici, l'énergie libérée lors de la condensation du fluide caloporteur dans le condenseur est récupérée pour produire de la vapeur destinée à être exportée vers la communauté voisine pour divers usages. Cette production de vapeur se fait toutefois au détriment du potentiel de production d'électricité.

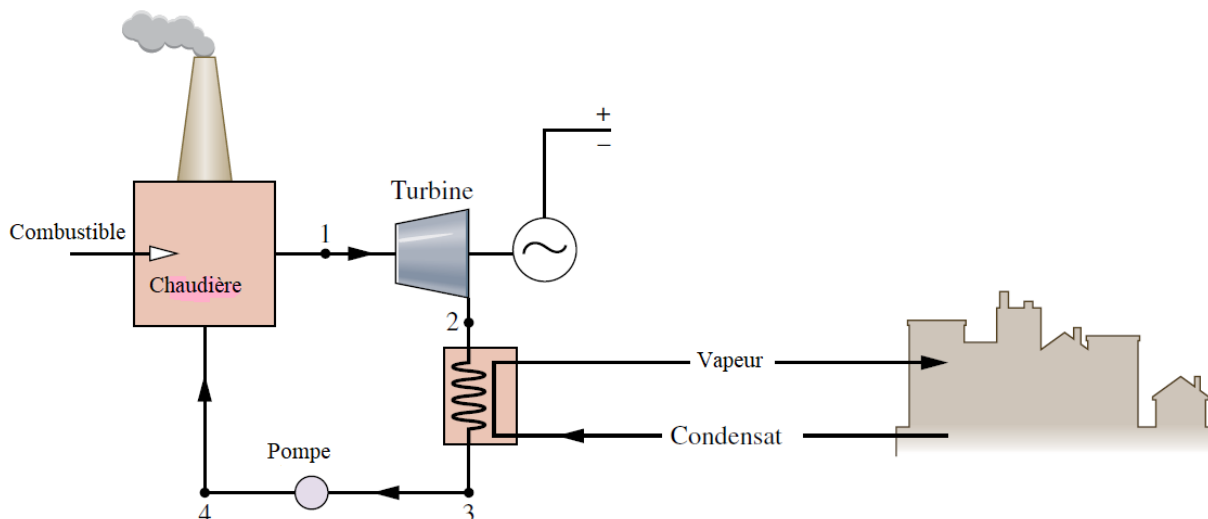


Figure 6-11 : Centrale thermique à contre-pression pour district de chaleur

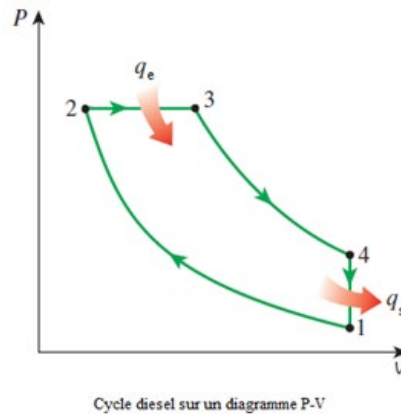
6.11 Exercices

Exercice 1 : Cycle de Carnot

On utilise de l'hydrogène gazeux dans un cycle de Carnot d'efficacité 60% à basse température (300 K). Lors du rejet de chaleur, la pression passe de 90 kPa à 120 kPa. Déterminez les transferts thermiques à haute et basse température, ainsi que le travail net du cycle par unité de masse d'hydrogène.

Exercice 2 : Cycle Diesel

On fait subir à une masse de gaz parfait une succession de transformations représentées par le cycle 1-2-3-4. 1-2 et 3-4 sont des transformations adiabatiques réversibles.



Calculer le rendement thermique du cycle.

Données :

$$P_1 = 1 \text{ bar}, \quad T_1 = 300 \text{ K}, \quad \frac{V_1}{V_2} = 8$$

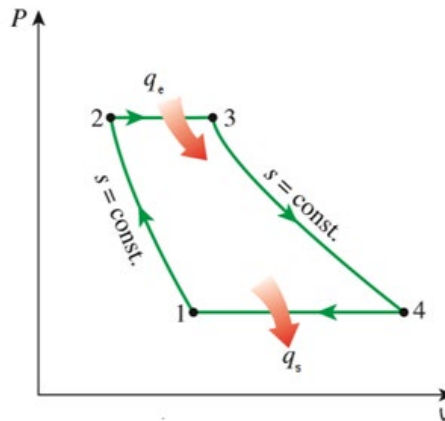
$$\gamma = 1.40, \quad \frac{V_3}{V_4} = 3$$

Exercice 3 : Cycle de Joule-Brayton

Calculer le rendement du cycle décrit par gaz parfait et représenté en coordonnées p et v par un contour limité par deux transformations adiabatiques réversibles séparées par deux transformations isobares aux pressions p_1 et $p_2 > p_1$

Application numérique :

$$\gamma = 1.4. \text{ On envisage deux taux de compression } \frac{P_2}{P_1} = 8 \text{ et } \frac{P_2}{P_1} = 20$$



Représentation du cycle de Joule sur un diagramme P-v

Exercice 4 : Cycle d'Otto

Le taux de compression d'un cycle d'Otto à air standard est de 10. Au début de la compression, la pression est de $0,1 \text{ MPa}$ et la température de 15°C . Le transfert thermique à l'air par cycle est de 1800 kJ/kg d'air.

Déterminer :

1. La pression et la température à la fin de chaque étape du cycle.
2. Le rendement thermique.
3. La pression moyenne effective.

Remarque : On considère l'air comme un gaz parfait avec chaleur spécifique constante

Exercice 5 : Cycle de Brayton

Dans un cycle de Brayton à air standard, l'air entre dans le compresseur à $0,1 \text{ MPa}$ et 15°C . La pression à la sortie du compresseur est de $1,0 \text{ MPa}$ et la température maximale du cycle est de 1100°C . Déterminez :

- 1- La pression et la température à chaque point du cycle.
- 2- Le travail du compresseur, le travail de la turbine et le rendement du cycle.

Exercice 6 : Cycle de Rankine

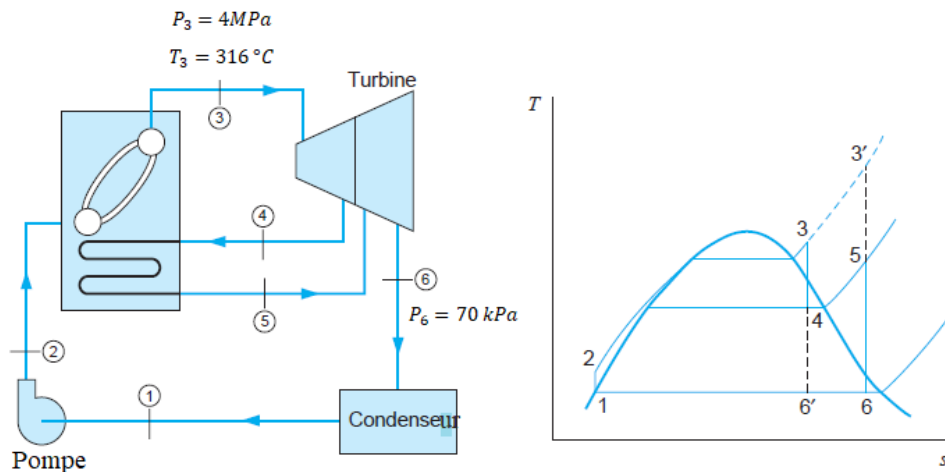
Dans un cycle de Rankine idéal, la vapeur d'eau saturée entre dans la turbine à $8,0 \text{ MPa}$ et du liquide saturé sort du condenseur à une pression de $0,008 \text{ MPa}$. La puissance nette du cycle est de 100 MW . Déterminez pour ce cycle :

1. Le rendement thermique.
2. Le débit massique de vapeur en kg/h

3. La quantité de chaleur transmise au fluide Q_H lors de son passage dans la chaudière en MW
4. La quantité de chaleur cédée par le fluide Q_L en condensant lors de son passage dans le condenseur, en MW
5. Le débit massique d'eau de refroidissement du condenseur, en kg/h , sachant que l'eau de refroidissement entre dans le condenseur à $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ et en sort à $35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Exercice 7 : Cycle de Rankine avec resurchauffe

Considérons une centrale thermique à vapeur fonctionnant selon le cycle de Rankine idéal avec resurchauffe (voir la figure). La centrale maintient l'entrée de la turbine HP à 4 MPa et $316\text{ }^{\circ}\text{C}$, l'entrée de la turbine BP est à $1,4\text{ MPa}$ et $316\text{ }^{\circ}\text{C}$, et le condenseur est à 70 kPa . La puissance nette produite par cette centrale est de $5\,000\text{ kW}$. Déterminez la quantité de chaleur apportée et rejetée ainsi que le rendement thermique du cycle.



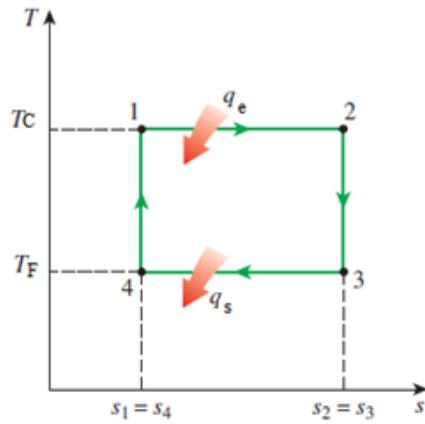
6.12 Réponse aux exercices

Exercice 1 :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_L}{T_H}$$

$$T_H = \frac{T_L}{1 - \eta_{th}}$$

$$T_H = \frac{300}{1 - 0,6} = 750\text{ K}$$



Cycle de Carnot sur un diagramme T-s

$$q_s = RT_L \ln\left(\frac{P_3}{P_4}\right)$$

Avec

$$R = \frac{8,314}{2} = 4,156 \text{ kJ/kg}$$

$$q_s = 4,156 \times 300 \times \ln\left(\frac{90}{120}\right)$$

$$q_s = -358,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|q_s|}{q_e}$$

$$q_e = \frac{|q_s|}{1 - \eta_{th}} = 896,8 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{net} = -(q_s + q_e) = -(-358,7 + 896,8)$$

$$|W_{net}| = 538,1 \text{ kJ/kg}$$

Exercice 2

Les chaleurs échangées entre le gaz et l'extérieur le sont au cours de la détente isobare 2-3 et de la compression isochore 4-1,

Soit, pour 2-1

$$q_e = Cp(T_3 - T_2)$$

Et, pour 4-1

$$q_s = Cv(T_1 - T_4)$$

Le travail échangé au cours du cycle est tel que :

$$W + q_e + q_s = 0$$

Et le rendement

$$\eta_{th} = \frac{-W}{q_e} = 1 + \frac{q_s}{q_e}$$

Ou encore

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{T_4 - T_3}{T_3 - T_2}$$

Les coordonnées du point 2 se réduisent de celles de 1 par les deux relations :

$$P_1 V_1^\gamma = P_2 V_2^\gamma \quad \text{et} \quad \frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

D'où

$$P_1 = P_2 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma \quad \text{et} \quad T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1}$$

2-3 est une transformation isobare :

$$\frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3}$$

Soit

$$T_3 = T_2 \frac{V_3}{V_2}$$

Pour l'adiabatique 3-4 on a

$$T_3 V_3^{\gamma-1} = T_4 V_4^{\gamma-1}$$

D'où

$$T_4 = T_1 \left(\frac{V_3}{V_2} \right)^\gamma$$

On calcule ainsi

$$T_3 - T_2 = T_2 \left[\left(\frac{V_3}{V_2} \right)^\gamma - 1 \right]$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\gamma} \frac{\left(\frac{V_3}{V_2}\right)^\gamma - 1}{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \left(\frac{V_3}{V_2} - 1\right)}$$

A.N :

$$T_2 = 689 \text{ K} \quad T_3 = 2067 \text{ K} \quad T_4 = 1396 \text{ K}$$

$$P_2 = 18.4 \text{ bars} \quad \eta_{th} = 0.44$$

Exercice 3

$$q_e = Cp(T_3 - T_2)$$

$$q_s = Cp(T_1 - T_4)$$

$$w = -(q_e + q_s)$$

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

Et

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_1}$$

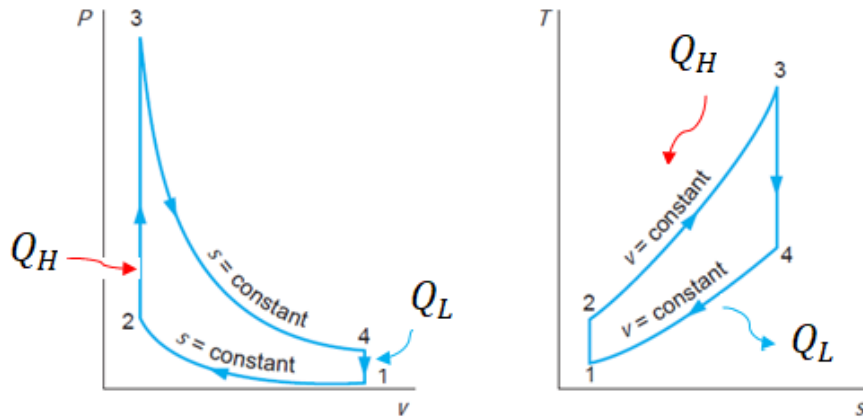
$$\eta_{th} = \frac{|W|}{q_e} = 1 + \frac{q_s}{q_e} = 1 + \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}$$

Pour $\frac{P_2}{P_1} = 8 \quad \eta_{th} = 0.448$

Pour $\frac{P_2}{P_1} = 20 \quad \eta_{th} = 0.575$

Exercice 4



Représentation du cycle d'Otto sur un diagramme P-v et T-s

1 – 2: Compression isentropique

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma-1} \quad \text{et} \quad \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma}$$

2 – 3: Chauffage isochore

$$Q_H = C_v(T_3 - T_2)$$

3 – 4: Détente isentropique

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{\gamma-1} \quad \text{et} \quad \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{\gamma}$$

Avec :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}}$$

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} = \frac{0,287 \times 288,2}{100} = 0,827 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$T_2 = T_1(r)^{\gamma-1} = 288,2 \times 10^{0,4} = 723,9 \text{ K}$$

$$P_2 = P_1(r)^{\gamma} = 0,1 \times 10^{1,4} = 2,512 \text{ MPa}$$

$$v_2 = \frac{0,827}{10}$$

$$Q_H = 1800 \text{ kJ/kg}$$

$$(T_3 - T_2) = \frac{Q_H}{C_v} = \frac{1800}{0,717} = 2510 \rightarrow T_3 = 3234 \text{ K}$$

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3}{P_2} = \frac{3234}{739,9} = 4,467 \rightarrow P_3 = 11,222 \text{ MPa}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{\gamma-1} = 10^{0,4} = 2,5119 \rightarrow T_4 = 1287,5 \text{ K}$$

$$\frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\right)^{\gamma} = 10^{1,4} = 25,12 \rightarrow P_4 = 0,4467 \text{ MPa}$$

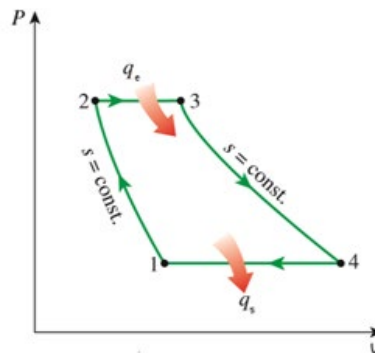
$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{10^{0,4}} = 0,602 = 60,2\%$$

Ou d'une autre façon

$$Q_L = C_v(T_1 - T_4) = 0,717 \times (288,2 - 1287,5) = -716,5 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{716,5}{1800} = 60,2\%$$

Exercice 5 :



1 – 2 Compression isentropique dans le compresseur

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 556,8 \text{ K}$$

Travail de compression

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) = 1,004(556,8 - 288,2) = 269,5 \text{ kJ/kg}$$

3 – 4 Détente isentropique dans la turbine

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 710,8 \text{ K}$$

Travail de détente

$$W_t = h_4 - h_3 = C_p(T_4 - T_3) = 1,004(710,8 - 1373,2) = -664,7 \text{ kJ/kg}$$

Le travail net

$$W_{net} = W_c + W_t = 269,5 - 664,7 = -395,2 \text{ kJ/kg}$$

Quantité de chaleur absorbée par le fluide

$$q_e = h_3 - h_2 = C_p(T_3 - T_2) = 1,004(1373,2 - 556,8) = 819,3 \text{ kJ/kg}$$

Quantité de chaleur dégagée par le fluide

$$q_s = h_1 - h_4 = C_p(T_1 - T_4) = 1,004(288,2 - 710,8) = -424,1 \text{ kJ/kg}$$

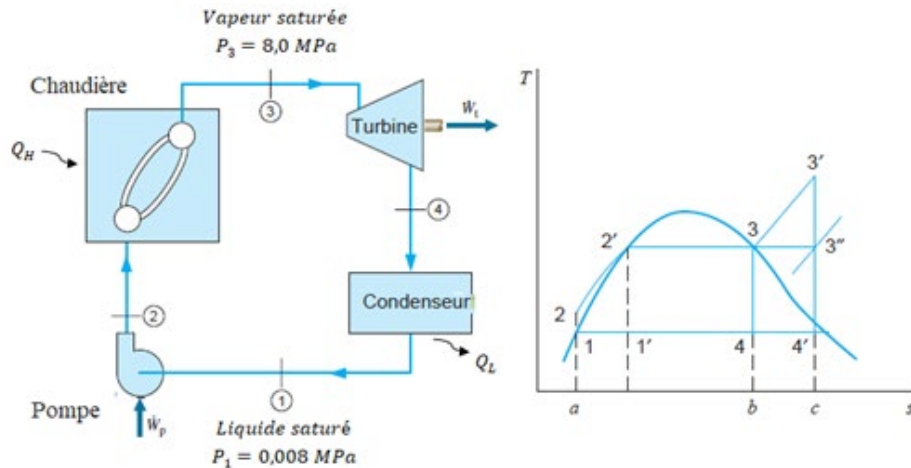
Le rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{|W_{net}|}{q_e} = \frac{395,2}{819,3} = 48,2\%$$

Ou bien :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = 48,2\%$$

Exercice 6 :



Etat 3 $\rightarrow P_3 = 8 \text{ MPa}$, $h_3 = 2758,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, $s_3 = 5,745 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$

Etat 4 $\rightarrow$ Détente isentropique $P_4 = 0,008 \text{ MPa}$, $s_4 = s_3 = 5,745 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$

$$h_{f4} = 173,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, \quad h_{fg4} = 2403,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{f4} = 0,5926 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}, \quad s_{fg4} = 7,6361 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Le titre du mélange à la sortie de la turbine

$$x = \frac{s_4 - s_{f4}}{s_{fg4}} = 0,6749$$

$$h_4 = h_{f4} + x h_{fg4} = 1795,7 \text{ kJ/kg}$$

Etat 1 $\rightarrow P_1 = 0,008 \text{ MPa}$, $h_1 = h_f = 173,88 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, $v_1 = v_f = 0,001008 \text{ m}^3/\text{kg}$

Etat 2 $\rightarrow$ Liquide sous refroidi (compression isentropique) $P_2 = 8 \text{ MPa}$

$$W_p = v_1(P_2 - P_1) = 8,05 \text{ kJ/kg}$$

$$W_p = h_2 - h_1 \rightarrow h_2 = W_p + h_1 = 181,93 \text{ kJ/kg}$$

Le travail de la turbine

$$W_t = h_4 - h_3 = -963 \text{ kJ/kg}$$

Le travail net de l'installation

$$W_{net} = W_t + W_p = -954,95 \text{ kJ/kg}$$

$$|W_{net}| = 954,95 \text{ kJ/kg}$$

La chaleur absorbée par le fluide dans la chaudière

$$Q_H = h_3 - h_2 = 2576,77 \text{ kJ/kg}$$

La chaleur cédée par le fluide dans le condenseur

$$Q_L = h_1 - h_4 = -1621,82 \text{ kJ/kg}$$

Le rendement thermique

$$\eta_{th} = \frac{|W_{net}|}{Q_H} = 37,06$$

Le débit massique

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}W_{net} \rightarrow \dot{m} = \frac{\dot{W}_{net}}{W_{net}} = \frac{100 \times 10^3}{954,95} = 104,72 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 3,77 \times 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Alors

$$\dot{Q}_H = \dot{m}Q_H = 269,88 \text{ MW}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}Q_L = 169,88 \text{ MW}$$

Débit massique d'eau de refroidissement

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ref}C_p\Delta T \rightarrow \dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_L}{C_p\Delta T} = \frac{169,88 \times 10^3}{4,185 \times (35 - 15)} = 2029,63 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{ref} = 7,3 \times 10^6 \text{ kg/h}$$

Exercice 7

Point 3 (entrée de la turbine HP) : $P_3 = 4 \text{ MPa}$, $T_3 = 316^\circ \text{C}$, état : Vapeur surchauffée

$$h_3 = 2966 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} , \quad s_3 = 6,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

Point 4 (sortie de la turbine HP, entrée au resurchauffe) :

$$P_4 = P_5 = 1,4 \text{ MPa} , \quad T_3 = 316^\circ \text{C}$$

$$s_f = 2,284 , \quad s_g = 6,647 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_4 = s_3 = 6,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$s_4 < s_g \quad \text{mélange vapeur liquide saturé} \rightarrow x = \frac{s - s_f}{s_g - s_f} = 0,974$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg}$$

$$h_f = 830,3 , \quad h_{fg} = 1957,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 2737 \text{ kJ/kg}$$

Point 5 (entrée de la turbine BP) :

$$P_5 = 1,4 \text{ MPa} , \quad T_5 = 316^\circ \text{C} , \quad \text{état : Vapeur surchauffée}$$

$$h_5 = 3067 \frac{kJ}{kg}, \quad s_5 = 6,91 \frac{kJ}{kgK}$$

Point 6 (sortie de la turbine BP) :

$$P_6 = 70 \text{ kPa}, \quad s_6 = s_5 = 6,91 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_f = 1,192, \quad s_g = 7,480 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_6 = s_5 = 6,91 \frac{kJ}{kgK}$$

$$s_6 < s_g \quad \text{mélange vapeur liquide saturé} \rightarrow x_6 = \frac{s - s_f}{s_g - s_f} = 0,909$$

$$h_6 = h_f + x_6 h_{fg}$$

$$h_f = 376,8, \quad h_{fg} = 2282,9 \text{ kJ/kgK}$$

$$h_6 = h_f + x_6 h_{fg} = 2452 \text{ kJ/kg}$$

Point 1 (sortie du condenseur, entrée pompe) : état liquide saturé

$$h_1 = 376,8 \frac{kJ}{kg}, \quad v_1 = 0,001037 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_5 = 3067 \frac{kJ}{kg}, \quad s_5 = 6,91 \frac{kJ}{kgK}$$

Point 2 (sortie de la pompe) : état liquide sous-refroidi

$$W_p = v_1(P_2 - P_1) = v_1(P_3 - P_6) = 4,07 \text{ kJ/kg}$$

$$W_p = h_2 - h_1 \rightarrow h_2 = W_p + h_1 = 380,9 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{net} = W_p + W_{tHP} + W_{tBP}$$

$$W_{tHP} = h_4 - h_3 = -229 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{tBP} = h_6 - h_5 = -615 \text{ kJ/kg}$$

$W_{net} = -839,9 \text{ kJ/kg}$ le signe négatif indique que le travail est dégagé par le système

La puissance net : $\dot{W}_{net} = \dot{m}W_{net} \rightarrow \dot{m} = 5,953 \text{ kg/s}$

Chaleur apportée

$$Q_1 = h_3 - h_2 = 2585,1 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_2 = h_5 - h_4 = 330 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_H = Q_1 + Q_2 = 2915,1 \text{ kJ/kg}$$

Puissance apportée

$$\dot{Q}_H = \dot{m}Q_H = 17,36 \text{ MW}$$

Chaleur rejetée

$$Q_L = h_1 - h_6 = 2075,2 \text{ kJ/kg}$$

Puissance rejetée

$$\dot{Q}_L = \dot{m}Q_L = 12,36 \text{ MW}$$

Rendement thermique

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_L|}{Q_H} = 28,8\%$$

7 CYCLES FRIGORIFIQUES

7.1 Généralités sur la réfrigération

La chaleur est une forme d'énergie. Le froid correspond à un niveau bas d'énergie thermique, c'est-à-dire une température inférieure à la température ambiante. La réfrigération est le transfert de chaleur d'un milieu à basse température vers un autre milieu à haute température. Elle peut être obtenue par différents procédés :

- Fusion d'un solide
- Sublimation d'un solide
- Vaporisation d'un liquide
- Détente d'un gaz
- Effet de Peltier et effet de Thomson
- Dissolution des solides, liquides et gaz

7.2 Cycle de réfrigération à gaz

Le cycle de réfrigération à gaz est une méthode de production de froid qui utilise un fluide (souvent de l'air, de l'azote ou de l'hélium) qui demeure en permanence à l'état gazeux. Ces cycles trouvent des applications industrielles importantes notamment dans la liquéfaction de l'air et d'autres gaz et d'autres applications spécialisées. Le cycle de Brayton inversé présente l'un des modèles les plus importants de réfrigération à gaz. Il s'agit d'une adaptation du cycle de Brayton classique (utilisé dans les turbines à gaz), fonctionnant en sens inverse pour produire du froid au lieu de générer du travail mécanique. Ce cycle est représenté dans la figure 7-1.

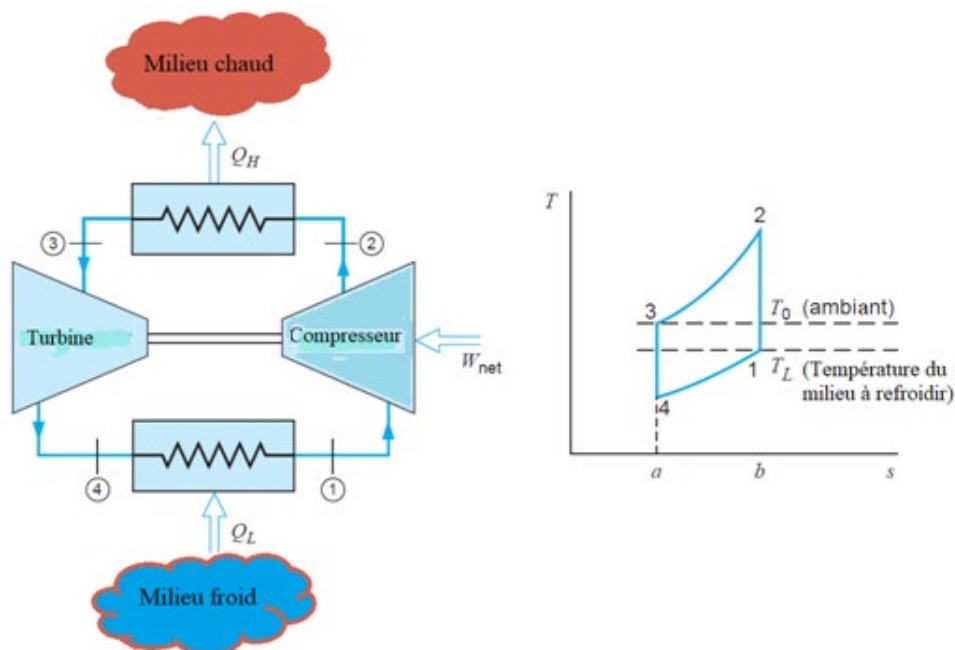


Figure 7-1 : Cycle de réfrigération idéal de Brayton

Le coefficient de performance d'un cycle de Brayton inversé s'écrit :

$$COP = \frac{Q_L}{W_{net}} = \frac{Q_L}{W_c + W_t}$$

Avec :

$$Q_L = h_1 - h_4$$

$$W_c = h_4 - h_3$$

$$W_t = h_2 - h_1$$

Alors :

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_4 - h_3 + h_2 - h_1}$$

7.3 Cycle de réfrigération par compression de vapeur

Il est le principe fondamental de tous les réfrigérateurs domestiques, climatiseurs, pompes à chaleur et groupes frigorifiques industriels. Il exploite le changement d'état d'un fluide frigorifique pour transférer de la chaleur d'un milieu froid vers un milieu chaud, en absorbant de l'énergie lors de l'évaporation et en la cédant lors de la condensation. Il nécessite un apport d'énergie mécanique lors de la compression.

Le fluide subit quatre transformations en passant par les principaux composants d'une machine frigorifique:

- *Compression* : Le compresseur aspire la vapeur froide à basse pression sortant de l'évaporateur et la comprime mécaniquement. Cette compression est supposée isentropique (adiabatique réversible) : aucun échange thermique avec l'extérieur, mais la température et la pression augmentent fortement. À la sortie, on obtient une vapeur surchauffée à haute pression, d'où la nécessité d'un apport d'énergie mécanique.
- *Condensation* : La vapeur surchauffée à haute pression pénètre dans le condenseur où elle cède sa chaleur au milieu extérieur (air ambiant, eau d'un circuit de refroidissement). Le fluide se refroidit puis se liquéfie à pression constante (transformation isobare). C'est là que la chaleur est cédée au milieu extérieur
- *Détente* : Le liquide à haute pression traverse un organe de détente (capillaire, valve thermostatique, détendeur électronique). La pression chute brutalement. Cette transformation est isenthalpique (enthalpie constante) : il y a vaporisation partielle du liquide, ce qui provoque une chute importante de température. À la sortie, on a un mélange diphasique liquide+vapeur, froid et à basse pression.
- *Evaporation* : Le mélange froid à basse pression traverse l'évaporateur, où il absorbe la chaleur du milieu à refroidir (l'intérieur du réfrigérateur, l'air d'une pièce, l'eau d'un circuit). Le fluide se vaporise entièrement à pression constante. C'est ici que se produit l'effet frigorifique utile. La vapeur ainsi formée repart vers le compresseur, et le cycle recommence.

La figure 7-2 représente les principaux composants d'un système réfrigération par compression de vapeur et le cycle des différentes transformations.

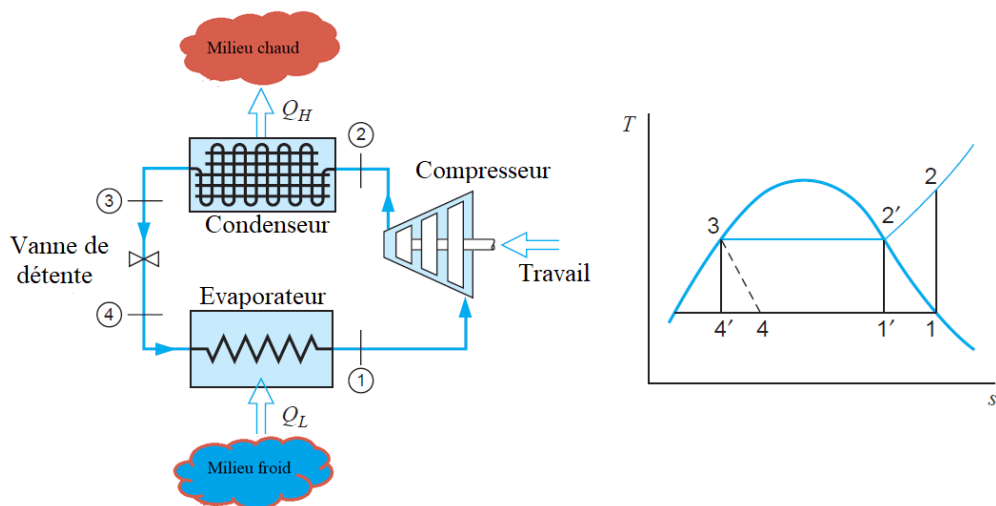


Figure 7-2 : Cycle de réfrigération idéal par compression de vapeur

Le coefficient de performance d'un cycle de réfrigération par compression de vapeur s'écrit :

$$COP = \frac{Q_L}{W_c}$$

Avec :

$$Q_L = h_1 - h_4$$

$$W_c = h_2 - h_1$$

Alors :

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

7.4 Fluides frigorigènes

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des mélanges de substances utilisés dans les circuits de systèmes frigorifiques : chambres froides, réfrigérateurs industriels ou pour particuliers, congélateurs, machines à glaces,...

Les principaux fluides frigorigènes peuvent être classés au sein de différentes familles compte tenu de leurs propriétés physico-chimiques :

- les substances inorganiques pures,
- les hydrocarbures,
- les hydrocarbures halogénés,
- les autres produits.

Nom	Formule	Désignation	Propriétés importantes
COMPOSÉS INORGANIQUES			
Ammoniac	NH ₃	R717	Toxicité, Inflammabilité,
Eau	H ₂ O	R718	
Dioxyde de carbone	CO ₂	R744	Toxicité
HYDROCARBURES			
Cyclopropane	C ₃ H ₆	RC270	Inflammabilité élevée
Propane	C ₃ H ₈	R290	Inflammabilité élevée
Butane	C ₄ H ₁₀	R600	Inflammabilité élevée
Isobutane	i-C ₄ H ₁₀	R600a	Inflammabilité élevée
Propylène	C ₃ H ₆	R1270	Inflammabilité élevée
HCFC			
Dichlorofluorométhane	CHCl ₂ F	R21	
Chlorodifluorométhane	CHClF ₂	R22	
2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroéthane	CF ₃ -CHCl ₂	R123	Toxicité hépatique
2-Chloro-1,1,1,2-tétrafluoroéthane	CF ₃ -CHClF	R124	
1-Chloro-1,1-difluoroéthane	CClF ₂ -CH ₃	R142b	Inflammabilité
R22 + R152a + R124	/	R401A	
R22 + R125 + R290	/	R402A	
R22 + R143a + R125	/	R408A	
R22 + R124 + R142b	/	R409A	

Nom	Formule	Désignation	Propriétés importantes
HFC			
Difluorométhane	CH ₂ F ₂	R32	Inflammabilité
Pentafluoroéthane	CHF ₂ -CF ₃	R125	
1,1,1,2-Tetrafluoroéthane	CH ₂ F-CF ₃	R134a	
1,1,1-Trifluoroéthane	CH ₃ -CF ₃	R143a	Inflammabilité
1,1-Difluoroéthane	CH ₃ -CHF ₂	R152a	Inflammabilité
R125 + R143a + R134a	/	R404A	
R32 + R125 + R134a	/	R407C	
R32 + R125	/	R410A	
R125 + R143a	/	R507	
CFC			
Trichlorofluorométhane	CCl ₃ F	R11	
Dichlorodifluorométhane	CCl ₂ F ₂	R12	
1,1,2-Trichloro-1,2,2-trifluoroéthane	CCl ₂ F-CClF ₂	R113	
Chloropentafluoroéthane	CClF ₂ -CF ₃	R115	
R22 + R115	/	R502	
AUTRES			
Étherdiméthyllique	CH ₃ -O-CH ₃	/	Inflammabilité élevée
Étherdiéthyllique	C ₂ H ₅ -O-C ₂ H ₅	/	Inflammabilité élevée
Méthylamine	CH ₃ NH ₂	R630	
Éthylamine	C ₂ H ₅ NH ₂	R631	
Méthanol	CH ₃ OH	/	Inflammabilité élevée, toxicité
Éthanol	C ₂ H ₅ OH	/	Inflammabilité élevée
Bromochloro-difluorométhane	CBrClF ₂	R12B1	
Bromotrifluorométhane	CBrF ₃	R13B1	

Tableau 7-1 : Les différents fluides frigorigènes

Chaque fluide frigorigène peut être identifié par une désignation numérique : un numéro qui suit la lettre R ; Ex : R12, R134a.

Le tableau 7-1 représente les différents fluides frigorigènes, y compris leurs désignations, formules chimiques et leurs importantes propriétés.

7.5 Charge thermique d'une chambre froide

La charge thermique d'une chambre froide est la quantité totale de chaleur que le système de réfrigération doit extraire pour maintenir la température de consigne. D'où les cinq composants principales:

- Transmission par les parois : C'est la chaleur qui entre depuis l'extérieur à travers les murs, plafond et sol.

$$Q_{\text{Transmission}} = U \times S \times \Delta T$$

U : Le coefficient de transmission thermique des isolants.

ΔT : Ecart de température entre l'extérieur et l'intérieur de la chambre froide.

S : Surface des échanges thermiques.

- Refroidissement des produits : Énergie nécessaire pour refroidir les produits stockés dans la chambre.

$$Q_{\text{Ref_Produit}} = m C_p \Delta T / t_{\text{froid}}$$

- Charges internes (personnes + éclairage) : Chaque personne dégage environ entre 240 à 400 W en ambiance froide. L'éclairage se traduit directement en watts thermiques.

$$Q_{\text{Person}} = N \times Q_{\text{Chaque_Person}}$$

$$Q_{\text{Internes}} = Q_{\text{Person}} + Q_{\text{Eclairage}} + Q_{\text{Moteur+Ventillation}}$$

- Renouvellement d'air et ouvertures de portes : Les infiltrations d'air chaud introduisent une charge calculée à partir du débit d'air et de l'écart de température.

Charge thermique totale :

$$Q_{\text{Totale}} = Q_{\text{Transmission}} + Q_{\text{Ref_Produit}} + Q_{\text{Internes}} + Q_{\text{Ren.Air}}$$

On ajoute généralement une **marge de sécurité de 10 à 20 %**

7.6 Cycles à deux étages de compression

Le cycle frigorifique de base peut être modifié pour des applications spécifiques et pour augmenter le COP. Pour des différences de température plus importantes, une amélioration des performances est obtenue grâce à une compression à deux étages avec deux boucles, comme illustré sur la figure 7-3.

Dans ce système, le fluide frigorigène liquide se détend dans le premier détendeur (5-6) jusqu'à la pression de la chambre flash (chambre de détente), identique à la pression inter-étages du compresseur. Une partie du liquide se vaporise durant cette détente. Cette vapeur saturée (état 9) est mélangée à la vapeur surchauffée provenant du compresseur basse pression (état 2), et le mélange pénètre dans le compresseur haute pression à l'état 3. Il s'agit,

en substance, d'un processus de régénération. Le liquide saturé (état 7) se détend ensuite à travers le second détendeur dans l'évaporateur.

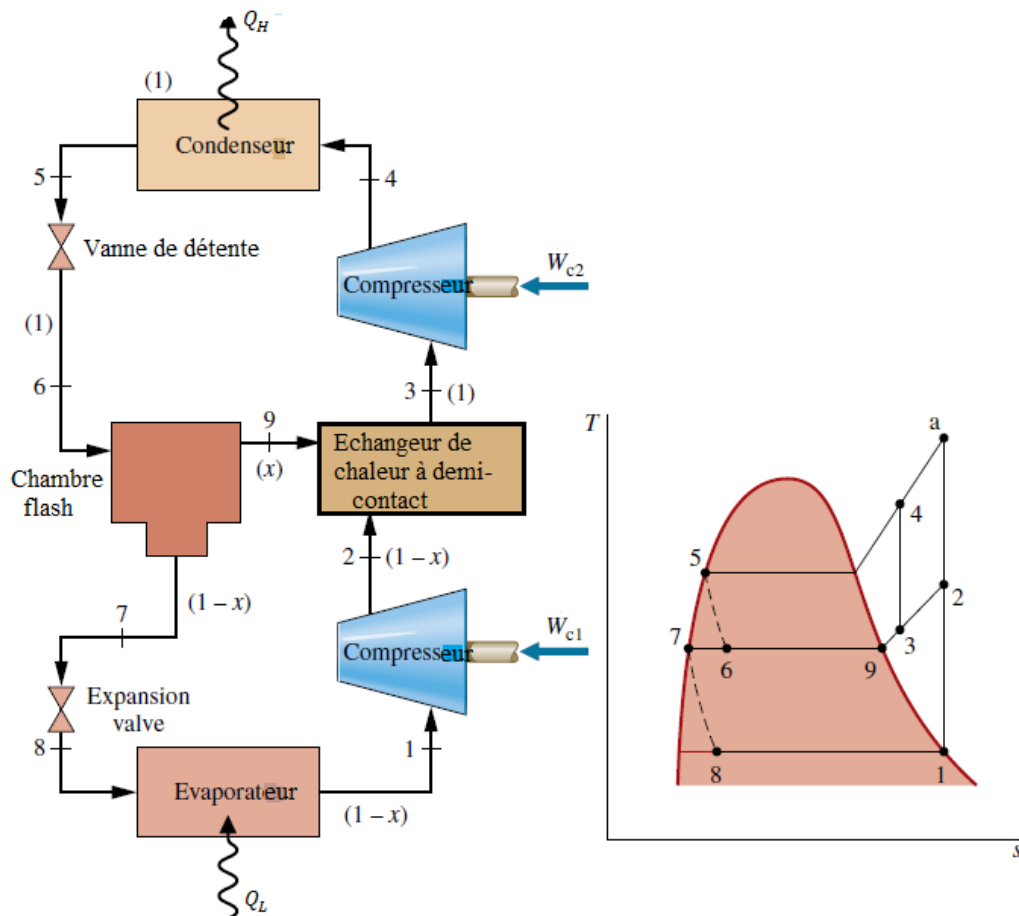


Figure 7-3 : Cycle de réfrigération par compression de vapeur à deux étages

7.7 Cycles de réfrigération en cascade

Le cycle de réfrigération en cascade est un système utilisé pour atteindre des températures très basses difficiles à obtenir avec un seul circuit frigorifique. Pour cela on utilise deux cycles frigorifiques ou plus, reliés par un échangeur de chaleur. La figure 7-3 montre un schéma d'une installation frigorifique en cascade avec deux circuits et avec le même type de fluide frigorigène.

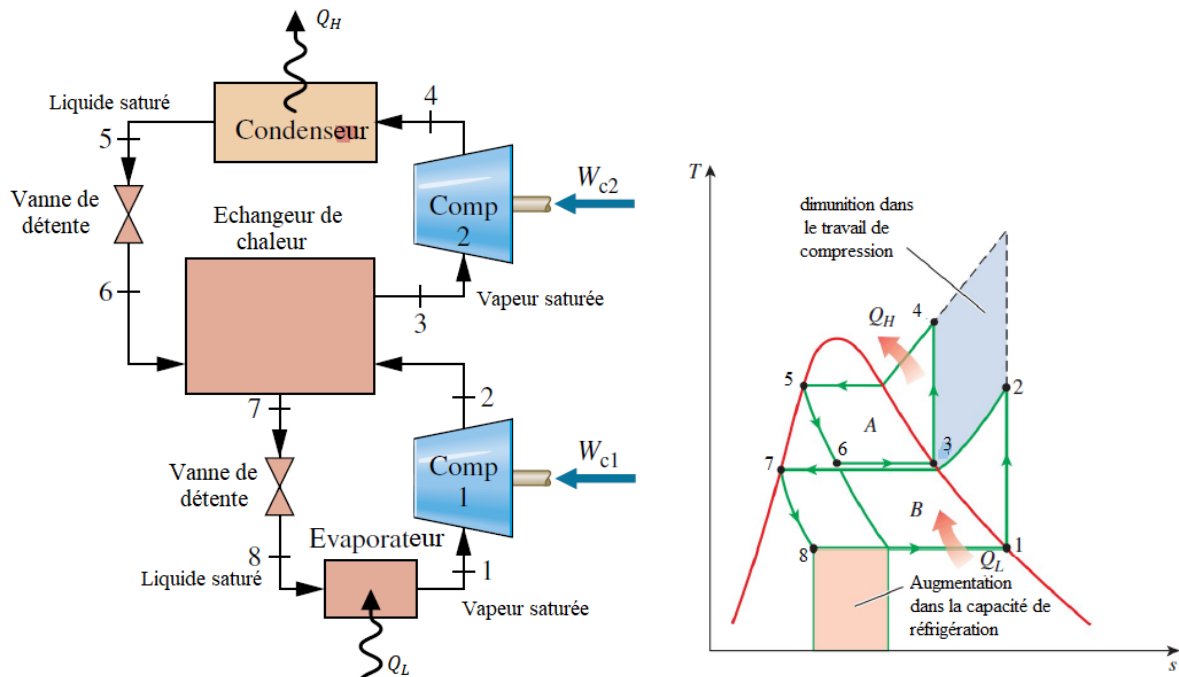


Figure 7-4 : Cycle de réfrigération par compression de vapeur en cascade

7.8 Exercices

Exercice 1 :

Un cycle frigorifique à gaz idéal utilisant l'air comme fluide frigorigène doit maintenir un espace réfrigéré à $-17,8^{\circ}\text{C}$ tout en rejetant de la chaleur vers le milieu ambiant à $26,7^{\circ}\text{C}$. Le rapport de pression du compresseur est de 4. Déterminer :

- Les températures maximale et minimale dans le cycle.
- Le coefficient de performance COP.
- La puissance frigorifique pour un débit massique de $0,0454 \text{ kg/s}$

Exercice 2 :

Le réfrigérant $R134a$ est le fluide de travail d'un cycle frigorifique idéal à compression de vapeur. Ce cycle communique thermiquement entre une zone froide à $T_L = 0^{\circ}\text{C}$ et une zone chaude à $T_H = 26^{\circ}\text{C}$. La vapeur saturée entre dans le compresseur à 0°C et du liquide saturé sort du condenseur à 26°C . Le débit massique du réfrigérant est

$\dot{m} = 0,08 \text{ kg/s}$. Déterminez :

- a) la puissance du compresseur, en kW ;
- b) la puissance frigorifique ;

- c) le coefficient de performance ;
- d) le coefficient de performance d'un cycle frigorifique de Carnot fonctionnant entre les mêmes températures

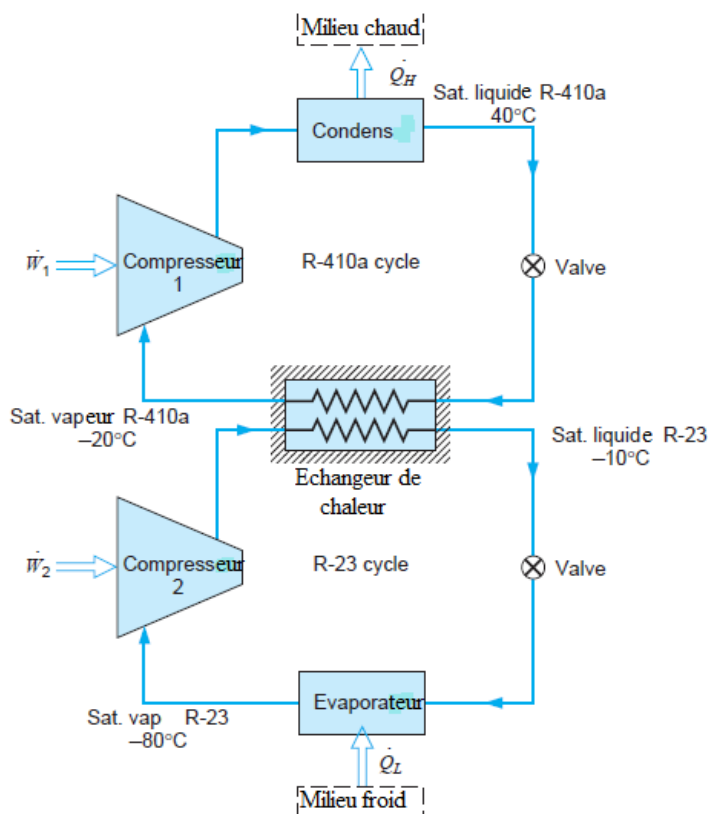
Exercice 3 :

Un réfrigérateur fonctionne entre 0,14 et 0,8 MPa avec le réfrigérant R134a et selon un cycle frigorifique idéal à compression de vapeur. Si le débit massique du réfrigérant est de 0,05 kg/s, déterminez :

- a) la quantité de chaleur absorbée par le fluide et le travail consommé par le compresseur ;
- b) la quantité de chaleur cédée par le fluide vers l'environnement ;
- c) le COP du réfrigérateur.

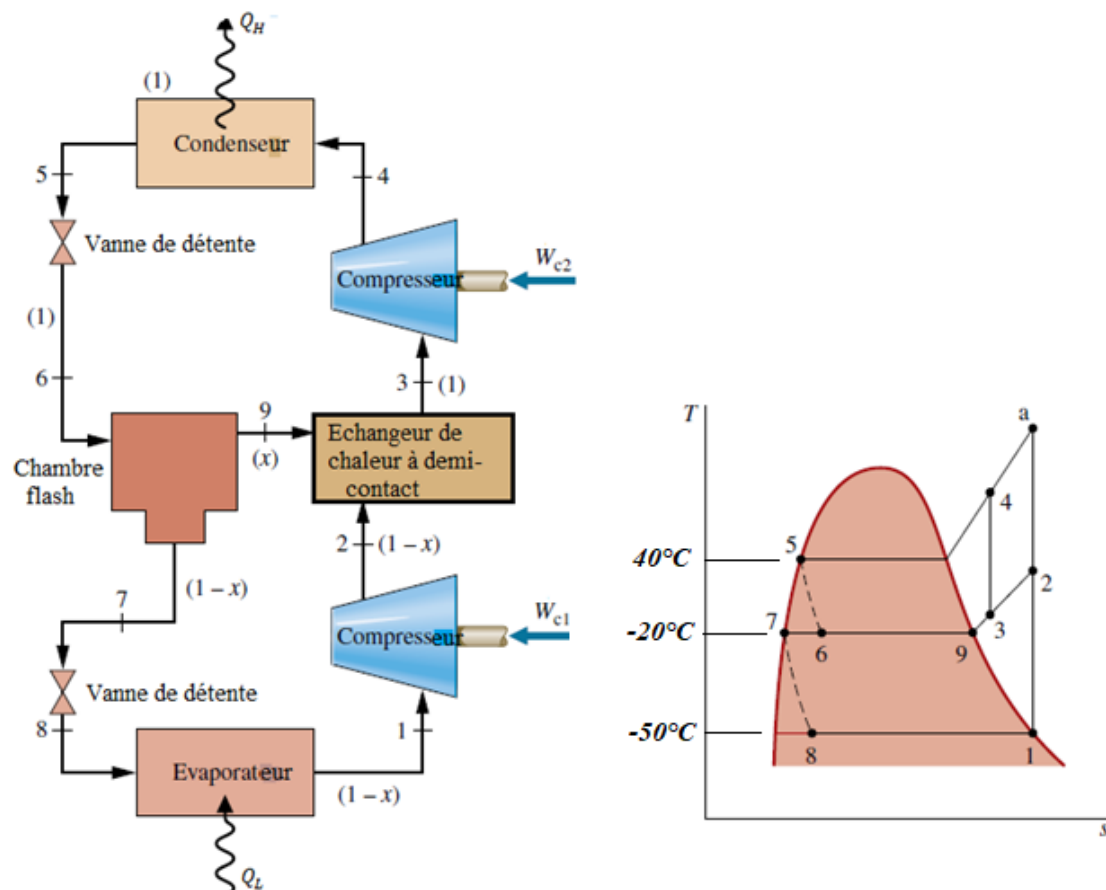
Exercice 4

Un système en cascade est composé de deux cycles frigorifiques idéaux, comme illustré sur la figure ci dessous. Le cycle à haute température utilise le R410a. Un liquide saturé sort du condenseur à 40 °C, et une vapeur saturée sort de l'échangeur de chaleur à -20 °C. Le cycle à basse température utilise un autre frigorigène, le R-23. Une vapeur saturée sort de l'évaporateur à -80 °C avec $h = 330$ kJ/kg, et un liquide saturé sort de l'échangeur de chaleur à -10 °C avec $h = 185$ kJ/kg. Le R-23 à la sortie du compresseur a une enthalpie $h = 405$ kJ/kg. Calculez le rapport des débits massiques entre les deux cycles et le COP du système total.



Exercice 5

Pour améliorer la performance d'un système de réfrigération fonctionnant sur une vaste gamme de température, on utilise le principe de la compression étagée. Un système de réfrigération idéal utilisant le *R410a* comme fluide frigorigique et fonctionnant sur ce principe est décrit sur la figure. Le liquide saturé sort du condenseur à 40°C et est détendu à -20°C . Le liquide et la vapeur à cette température sont séparés, et le liquide est détendu à la température de l'évaporateur, -50°C . La vapeur sortant de l'évaporateur est comprimée à la pression de saturation correspondant à -20°C , après quoi elle est mélangée à la vapeur sortant du mélangeur détendeur qui est supposé bien isolé isolées pour empêcher tout transfert de chaleur avec l'air ambiant.



La vapeur sortant du mélangeur est comprimée dans le deuxième étage du compresseur à la pression de saturation correspondant à la température du condenseur, 40°C .

Déterminez :

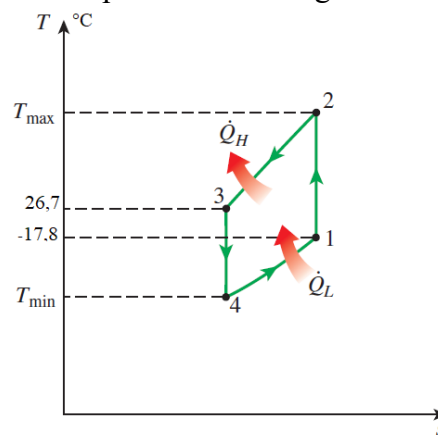
- Le COP du système.

- Le COP d'un cycle frigorifique idéal simple fonctionnant sur les mêmes plages de température du condenseur et de l'évaporateur que celles du groupe compresseur bi-étagé étudié dans ce problème.

7.9 Réponses aux exercices

Exercice 1

Le cycle sur un diagramme T - s est représenté sur la figure suivante :



Pour l'air (considéré un gaz parfait avec chaleur spécifique constante), on prend $\gamma = 1,4$ et $C_p = 1,005 \text{ kJ/kgK}$

- Les températures maximale et minimale dans le cycle.

$$T_{max} = T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (-17,8 + 273,15) \times 4^{\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_{max} = 379,5 \text{ K} = 106,4 \text{ °C}$$

$$T_{min} = T_4 = T_3 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = (26,7 + 273,15) \times (4)^{-\frac{0,4}{1,4}}$$

$$T_{min} = 201,8 \text{ K} = -71,4 \text{ °C}$$

- Le coefficient de performance COP

$$COP = \frac{Q_L}{|W_{net}|} = \frac{Q_L}{|W_c + W_t|}$$

Avec :

$$Q_L = h_1 - h_4 = C_p(T_1 - T_4) = 1,005 \times (255,35 - 201,8)$$

$$Q_L = 53,81 \text{ kJ/kg}$$

$$W_c = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) = 1,005 \times (379,5 - 255,35)$$

$$W_c = 124,8 \text{ kJ/kg}$$

$$W_t = h_4 - h_3 = C_p(T_4 - T_3) = 1,005 \times (201,8 - 299,85)$$

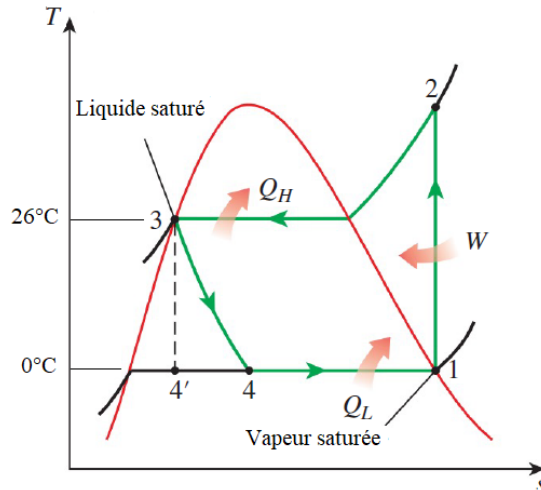
$$W_t = -98,5 \text{ kJ/kg}$$

$$COP = \frac{53,81}{(124,8 - 98,5)} = 2,05$$

- Puissance frigorifique

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \times Q_L = 0,454 \times 53,81 = 2,44 \text{ kW}$$

Exercice 2



- La puissance du compresseur

$$W = h_2 - h_1$$

A partir des tables thermodynamiques du R134a, on a :

$$h_1 = 398,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ et } s_1 = 1,7262 \text{ kJ/kgK}$$

$$\text{A } T = 26^\circ\text{C} \rightarrow P_2 = P_3 = 0,68724 \text{ MPa}$$

Avec :

$$s_2 = s_1 = 1,7262 \text{ kJ/kgK}$$

On a:

$$\text{à } P = 0,6 \text{ MPa et à } s = 1,7262 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \rightarrow h = 413,11 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{A } P = 0,8 \text{ MPa et à } s = 1,7262 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \rightarrow h = 419,25 \text{ kJ/kg}$$

Alors :

$$\text{à } P = 0,68724 \text{ MPa et à } s = 1,7262 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \rightarrow h_2 = 415,788 \text{ kJ/kg}$$

$$W = h_2 - h_1 = 415,788 - 398,36 = 17,43 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W} = \dot{m} \times W = 0,08 \times 17,43 = 1,4 \text{ kW}$$

- la puissance frigorifique

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \times (h_1 - h_4)$$

$$h_4 = h_3 = 236,03 \text{ kJ/kg}$$

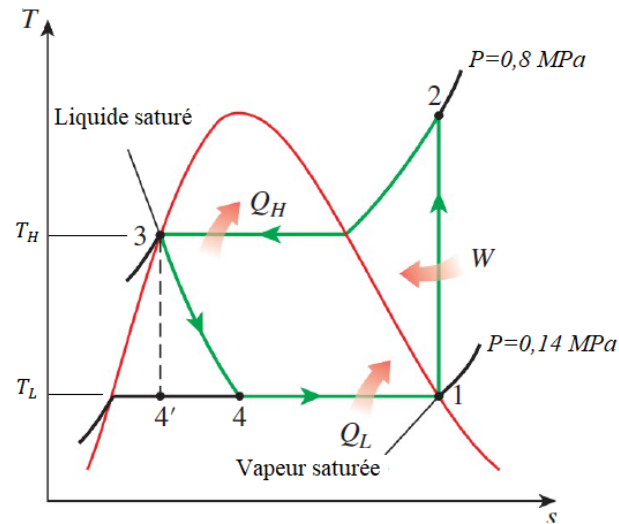
$$\dot{Q}_L = 0,08 \times (398,36 - 236,03) = 12,98 \text{ kW}$$

- le coefficient de performance

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} = 9,27$$

$$- COP_{carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} = \frac{273,15}{299,15 - 273,15} = 10,50$$

Exercice 3



- La quantité de chaleur absorbée par le fluide Q_L :

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

Avec :

$$h_1 = 386,71 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad , \quad s_1 = 1,7387 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$s_2 = s_1 = 1,7387$$

Alors :

$$h_2 = 423,04 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_4 = h_3 = 243,61 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = 0,05 \times (386,71 - 243,61) = 7,15 \text{ kW}$$

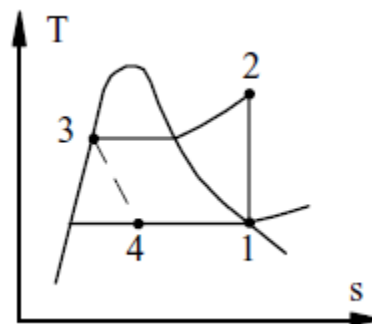
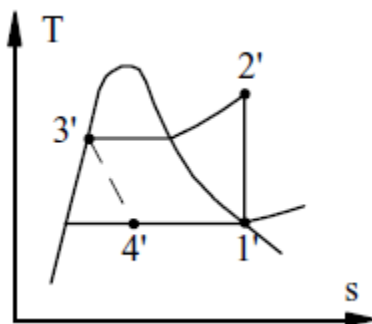
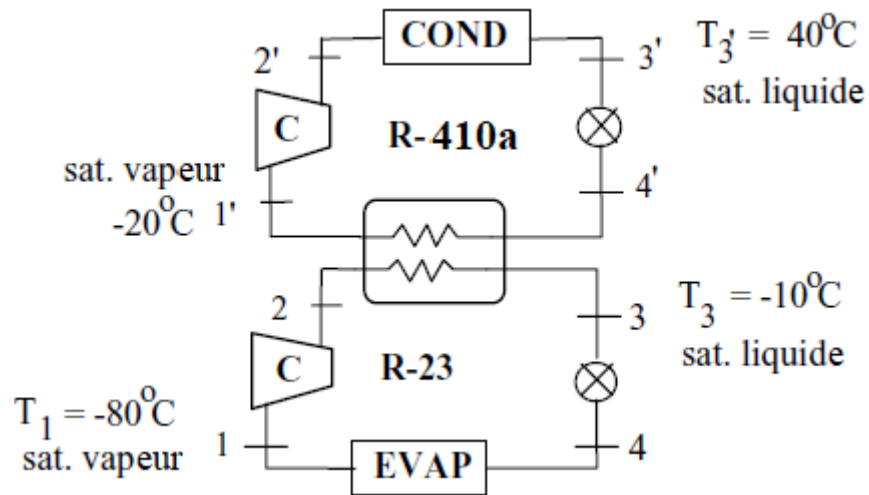
- La quantité de chaleur cédée par le fluide Q_H

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_3 - h_2) = 0,05 \times (243,61 - 423,04) = -8,97 \text{ kW}$$

- Le coefficient de performance COP

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_L}{-(\dot{Q}_L + \dot{Q}_H)} = \frac{7,15}{1,82} = 3,92$$

Exercice 4



La puissance perdue par le R410 a sera absorbée par le R22 au niveau de l'échangeur de chaleur.

Alors :

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}'} = \frac{h_{1'} - h_{4'}}{h_2 - h_3}$$

Avec :

$$h_3 = 185 \frac{kJ}{kg} \quad \text{et} \quad h_2 = 405 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{1'} = 271,89 \frac{kJ}{kg} \quad \text{et} \quad h_{4'} = 124,09 \frac{kJ}{kg}, \quad s_{1'} = 1,0779 \frac{kJ}{kgK}$$

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}'} = \frac{271,89 - 124,09}{405 - 185} = 0,672$$

$$Q_L = h_1 - h_4 = h_1 - h_3$$

$$Q_L = 330 - 185 = 145 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_T = \dot{W}' + \dot{W}$$

$$\dot{W}_T = \dot{m}'(h_{2'} - h_{1'}) + \dot{m}(h_2 - h_1)$$

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}'}{\dot{m}}(h_{2'} - h_{1'}) + (h_2 - h_1)$$

$$P_{2'} = 2,4207 \text{ MPa} \quad \text{et} \quad s_{2'} = s_{1'} = 1,0779 \frac{kJ}{kgK}$$

$$h_{2'} = 322,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}} = \frac{1}{0,672} (322,6 - 271,89) + (405 - 330) = 150,46 \text{ kJ/kg}$$

$$COP = \frac{Q_L}{\frac{\dot{W}_T}{\dot{m}}} = \frac{145}{150,46} = 0,96$$

Exercice 5

- le coefficient de performance COP

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net}}$$

On a :

$$h_6 = h_5 = h_{f \text{ à } 40^\circ\text{C}} = 124,09 \text{ kJ/kg}$$

$$h_6 = h_{f \text{ à } -20^\circ\text{C}} + x h_{fg \text{ à } -20^\circ\text{C}} \rightarrow x = \frac{h_6 - h_{f \text{ à } -20^\circ\text{C}}}{h_{fg \text{ à } -20^\circ\text{C}}} = \frac{124,09 - 28,24}{243,65} = 0,39$$

$$h_8 = h_7 = h_{f \text{ à } -20^\circ\text{C}} = 28,24 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = h_{g \text{ à } -50^\circ\text{C}} = 257,80 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{et} \quad s_1 = 1,1568 \text{ kJ/kgK}$$

$$\dot{Q}_L = (1-x)(h_1 - h_8) = (1-0,39)(257,80 - 28,24) = 140,03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg de } m_3}$$

$$s_2 = s_1 = 1,1568 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_2 = P_{sat \text{ à } -20^\circ\text{C}} = 399,6 \text{ kPa}$$

$$h_2 = 292,82 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{C1} = (1-x)(h_2 - h_1) = (1-0,39)(292,82 - 257,80) = 21,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg de } m_3}$$

Au niveau de l'échangeur de chaleur

$$h_3 = x h_9 + (1-x) h_2$$

Avec :

$$h_9 = h_{g \text{ à } -20^\circ\text{C}} = 271,89 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 0,39 \times 271,89 + (1-0,39) \times 292,82 = 284,66 \text{ kJ/kg}$$

$$P_3 = 399,6 \text{ kPa} \rightarrow s_3 = 1,1264 \text{ kJ/kgK}$$

$$s_4 = s_3 = 1,1264 \text{ kJ/kgK}$$

$$P_4 = P_{sat \text{ à } 40^\circ\text{C}} = 2420,7 \text{ kPa}$$

$$\text{Pour } P = 2000 \text{ kPa} \rightarrow h = 333,86 \text{ kJ/kg}$$

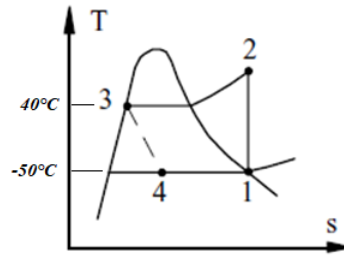
$$P = 3000 \text{ kPa} \rightarrow h = 347,34 \text{ kJ/kg}$$

$$P_4 = 2420,7 \text{ kPa} \rightarrow h_4 = 339,53 \text{ kJ/kg}$$

$$W_{C2} = (h_4 - h_3) = 339,53 - 284,66 = 54,87 \frac{\text{kJ}}{\text{kg de } m_3}$$

$$COP = \frac{Q_L}{W_{net}} = \frac{140,03}{21,36 + 54,87} = 1,83$$

- Le COP d'un cycle frigorifique idéal simple



$$h_4 = h_3 = 124,09 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 257,80 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_2 = s_1 = 1,1568 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$P_2 = 2420,7 \text{ kPa}$$

$$h_2 = 350,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$COP = \frac{Q_L}{W_{net}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{257,80 - 124,09}{350,35 - 257,80} = \frac{133,71}{92,55} = 1,44$$

Ou bien :

$$Q_H = h_3 - h_2 = -226,26 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_L = h_1 - h_4 = 133,71 \text{ kJ/kg}$$

$$COP = \frac{Q_L}{-(Q_H + Q_L)} = \frac{133,71}{92,55} = 1,44$$

Références bibliographiques

- [1] ANSERMET J.-P. et BRECHET S. D., *Principles of Thermodynamics*, Cambridge University Press, Cambridge, 2019.
- [2] ARKHAROV A. M., MARPHENINA I. V. et MIKOULINE E. I., *Théorie et calcul des systèmes cryogéniques*, Mir, Moscou, 1978.
- [3] BORGNAKKE C. et SONNTAG R. E., *Fundamentals of Thermodynamics*, 7ème éd., John Wiley & Sons, Hoboken, 2008.
- [4] BOREL L. et FAVRAT D., *Thermodynamique et énergétique*, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Lausanne, 2004.
- [5] ÇENGEL Y. A. et BOLES M. A., *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 8ème éd., McGraw-Hill Education, New York, 2015.
- [6] DESTOOP T., « Compresseurs volumétriques », *Techniques de l'Ingénieur*, réf. B 4 220, Paris, 1989.
- [7] GICQUEL R., *Systèmes Énergétiques*, tome 1, Presses de l'École des Mines de Paris, Paris, 2009.
- [8] PÉREZ J.-P., *Thermodynamique : Fondements et applications*, 2ème éd., Masson, Paris, 1993.

Annexe

1- Tables des propriétés thermodynamique de l'eau

Eau saturée

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Volume spécifique m^3/kg			Energie interne kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
0.01	0.6113	0.001000	206.131	206.132	0	2375.33	2375.33
5	0.8721	0.001000	147.117	147.118	20.97	2361.27	2382.24
10	1.2276	0.001000	106.376	106.377	41.99	2347.16	2389.15
15	1.705	0.001001	77.924	77.925	62.98	2333.06	2396.04
20	2.339	0.001002	57.7887	57.7897	83.94	2318.98	2402.91
25	3.169	0.001003	43.3583	43.3593	104.86	2304.90	2409.76
30	4.246	0.001004	32.8922	32.8932	125.77	2290.81	2416.58
35	5.628	0.001006	25.2148	25.2158	146.65	2276.71	2423.36
40	7.384	0.001008	19.5219	19.5229	167.53	2262.57	2430.11
45	9.593	0.001010	15.2571	15.2581	188.41	2248.40	2436.81
50	12.350	0.001012	12.0308	12.0318	209.30	2234.17	2443.47
55	15.758	0.001015	9.56734	9.56835	230.19	2219.89	2450.08
60	19.941	0.001017	7.66969	7.67071	251.09	2205.54	2456.63
65	25.03	0.001020	6.19554	6.19656	272.00	2191.12	2463.12
70	31.19	0.001023	5.04114	5.04217	292.93	2176.62	2469.55
75	38.58	0.001026	4.13021	4.13123	313.87	2162.03	2475.91
80	47.39	0.001029	3.40612	3.40715	334.84	2147.36	2482.19
85	57.83	0.001032	2.82654	2.82757	355.82	2132.58	2488.40
90	70.14	0.001036	2.35953	2.36056	376.82	2117.70	2494.52
95	84.55	0.001040	1.98082	1.98186	397.86	2102.70	2500.56
100	101.3	0.001044	1.67185	1.67290	418.91	2087.58	2506.50
105	120.8	0.001047	1.41831	1.41936	440.00	2072.34	2512.34
110	143.3	0.001052	1.20909	1.21014	461.12	2056.96	2518.09
115	169.1	0.001056	1.03552	1.03658	482.28	2041.44	2523.72
120	198.5	0.001060	0.89080	0.89186	503.48	2025.76	2529.24
125	232.1	0.001065	0.76953	0.77059	524.72	2009.91	2534.63
130	270.1	0.001070	0.66744	0.66850	546.00	1993.90	2539.90
135	313.0	0.001075	0.58110	0.58217	567.34	1977.69	2545.03
140	361.3	0.001080	0.50777	0.50885	588.72	1961.30	2550.02
145	415.4	0.001085	0.44524	0.44632	610.16	1944.69	2554.86
150	475.9	0.001090	0.39169	0.39278	631.66	1927.87	2559.54
155	543.1	0.001096	0.34566	0.34676	653.23	1910.82	2564.04
160	617.8	0.001102	0.30596	0.30706	674.85	1893.52	2568.37
165	700.5	0.001108	0.27158	0.27269	696.55	1875.97	2572.51
170	791.7	0.001114	0.24171	0.24283	718.31	1858.14	2576.46
175	892.0	0.001121	0.21568	0.21680	740.16	1840.03	2580.19
180	1002.2	0.001127	0.19292	0.19405	762.08	1821.62	2583.70
185	1122.7	0.001134	0.17295	0.17409	784.08	1802.90	2586.98
190	1254.4	0.001141	0.15539	0.15654	806.17	1783.84	2590.01

Eau saturée

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Enthalpie, kJ/kg			Entropie, kJ/kg-K		
		Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Evap. s_{fg}	Sat. Vapor s_g
0.01	0.6113	0.00	2501.35	2501.35	0	9.1562	9.1562
5	0.8721	20.98	2489.57	2510.54	0.0761	8.9496	9.0257
10	1.2276	41.99	2477.75	2519.74	0.1510	8.7498	8.9007
15	1.705	62.98	2465.93	2528.91	0.2245	8.5569	8.7813
20	2.339	83.94	2454.12	2538.06	0.2966	8.3706	8.6671
25	3.169	104.87	2442.30	2547.17	0.3673	8.1905	8.5579
30	4.246	125.77	2430.48	2556.25	0.4369	8.0164	8.4533
35	5.628	146.66	2418.62	2565.28	0.5052	7.8478	8.3530
40	7.384	167.54	2406.72	2574.26	0.5724	7.6845	8.2569
45	9.593	188.42	2394.77	2583.19	0.6386	7.5261	8.1647
50	12.350	209.31	2382.75	2592.06	0.7037	7.3725	8.0762
55	15.758	230.20	2370.66	2600.86	0.7679	7.2234	7.9912
60	19.941	251.11	2358.48	2609.59	0.8311	7.0784	7.9095
65	25.03	272.03	2346.21	2618.24	0.8934	6.9375	7.8309
70	31.19	292.96	2333.85	2626.80	0.9548	6.8004	7.7552
75	38.58	313.91	2321.37	2635.28	1.0154	6.6670	7.6824
80	47.39	334.88	2308.77	2643.66	1.0752	6.5369	7.6121
85	57.83	355.88	2296.05	2651.93	1.1342	6.4102	7.5444
90	70.14	376.90	2283.19	2660.09	1.1924	6.2866	7.4790
95	84.55	397.94	2270.19	2668.13	1.2500	6.1659	7.4158
100	101.3	419.02	2257.03	2676.05	1.3068	6.0480	7.3548
105	120.8	440.13	2243.70	2683.83	1.3629	5.9328	7.2958
110	143.3	461.27	2230.20	2691.47	1.4184	5.8202	7.2386
115	169.1	482.46	2216.50	2698.96	1.4733	5.7100	7.1832
120	198.5	503.69	2202.61	2706.30	1.5275	5.6020	7.1295
125	232.1	524.96	2188.50	2713.46	1.5812	5.4962	7.0774
130	270.1	546.29	2174.16	2720.46	1.6343	5.3925	7.0269
135	313.0	567.67	2159.59	2727.26	1.6869	5.2907	6.9777
140	361.3	589.11	2144.75	2733.87	1.7390	5.1908	6.9298
145	415.4	610.61	2129.65	2740.26	1.7906	5.0926	6.8832
150	475.9	632.18	2114.26	2746.44	1.8417	4.9960	6.8378
155	543.1	653.82	2098.56	2752.39	1.8924	4.9010	6.7934
160	617.8	675.53	2082.55	2758.09	1.9426	4.8075	6.7501
165	700.5	697.32	2066.20	2763.53	1.9924	4.7153	6.7078
170	791.7	719.20	2049.50	2768.70	2.0418	4.6244	6.6663
175	892.0	741.16	2032.42	2773.58	2.0909	4.5347	6.6256
180	1002.2	763.21	2014.96	2778.16	2.1395	4.4461	6.5857
185	1122.7	785.36	1997.07	2782.43	2.1878	4.3586	6.5464
190	1254.4	807.61	1978.76	2786.37	2.2358	4.2720	6.5078

Eau saturée

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Volume spécifique , m³/kg			Energie interne , kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
195	1397.8	0.001149	0.13990	0.14105	828.36	1764.43	2592.79
200	1553.8	0.001156	0.12620	0.12736	850.64	1744.66	2595.29
205	1723.0	0.001164	0.11405	0.11521	873.02	1724.49	2597.52
210	1906.3	0.001173	0.10324	0.10441	895.51	1703.93	2599.44
215	2104.2	0.001181	0.09361	0.09479	918.12	1682.94	2601.06
220	2317.8	0.001190	0.08500	0.08619	940.85	1661.49	2602.35
225	2547.7	0.001199	0.07729	0.07849	963.72	1639.58	2603.30
230	2794.9	0.001209	0.07037	0.07158	986.72	1617.17	2603.89
235	3060.1	0.001219	0.06415	0.06536	1009.88	1594.24	2604.11
240	3344.2	0.001229	0.05853	0.05976	1033.19	1570.75	2603.95
245	3648.2	0.001240	0.05346	0.05470	1056.69	1546.68	2603.37
250	3973.0	0.001251	0.04887	0.05013	1080.37	1522.00	2602.37
255	4319.5	0.001263	0.04471	0.04598	1104.26	1496.66	2600.93
260	4688.6	0.001276	0.04093	0.04220	1128.37	1470.64	2599.01
265	5081.3	0.001289	0.03748	0.03877	1152.72	1443.87	2596.60
270	5498.7	0.001302	0.03434	0.03564	1177.33	1416.33	2593.66
275	5941.8	0.001317	0.03147	0.03279	1202.23	1387.94	2590.17
280	6411.7	0.001332	0.02884	0.03017	1227.43	1358.66	2586.09
285	6909.4	0.001348	0.02642	0.02777	1252.98	1328.41	2581.38
290	7436.0	0.001366	0.02420	0.02557	1278.89	1297.11	2575.99
295	7992.8	0.001384	0.02216	0.02354	1305.21	1264.67	2569.87
300	8581.0	0.001404	0.02027	0.02167	1331.97	1230.99	2562.96
305	9201.8	0.001425	0.01852	0.01995	1359.22	1195.94	2555.16
310	9856.6	0.001447	0.01690	0.01835	1387.03	1159.37	2546.40
315	10547	0.001472	0.01539	0.01687	1415.44	1121.11	2536.55
320	11274	0.001499	0.01399	0.01549	1444.55	1080.93	2525.48
325	12040	0.001528	0.01267	0.01420	1474.44	1038.57	2513.01
330	12845	0.001561	0.01144	0.01300	1505.24	993.66	2498.91
335	13694	0.001597	0.01027	0.01186	1537.11	945.77	2482.88
340	14586	0.001638	0.00916	0.01080	1570.26	894.26	2464.53
345	15525	0.001685	0.00810	0.00978	1605.01	838.29	2443.30
350	16514	0.001740	0.00707	0.00881	1641.81	776.58	2418.39
355	17554	0.001807	0.00607	0.00787	1681.41	707.11	2388.52
360	18651	0.001892	0.00505	0.00694	1725.19	626.29	2351.47
365	19807	0.002011	0.00398	0.00599	1776.13	526.54	2302.67
370	21028	0.002213	0.00271	0.00493	1843.84	384.69	2228.53
374.1	22089	0.003155	0	0.00315	2029.58	0	2029.58

Eau saturée

Temp. (°C)	Press. (kPa)	Enthalpie kJ/kg			Entropie, kJ/kg-K		
		Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Evap. s_{fg}	Sat. Vapor s_g
195	1397.8	829.96	1959.99	2789.96	2.2835	4.1863	6.4697
200	1553.8	852.43	1940.75	2793.18	2.3308	4.1014	6.4322
205	1723.0	875.03	1921.00	2796.03	2.3779	4.0172	6.3951
210	1906.3	897.75	1900.73	2798.48	2.4247	3.9337	6.3584
215	2104.2	920.61	1879.91	2800.51	2.4713	3.8507	6.3221
220	2317.8	943.61	1858.51	2802.12	2.5177	3.7683	6.2860
225	2547.7	966.77	1836.50	2803.27	2.5639	3.6863	6.2502
230	2794.9	990.10	1813.85	2803.95	2.6099	3.6047	6.2146
235	3060.1	1013.61	1790.53	2804.13	2.6557	3.5233	6.1791
240	3344.2	1037.31	1766.50	2803.81	2.7015	3.4422	6.1436
245	3648.2	1061.21	1741.73	2802.95	2.7471	3.3612	6.1083
250	3973.0	1085.34	1716.18	2801.52	2.7927	3.2802	6.0729
255	4319.5	1109.72	1689.80	2799.51	2.8382	3.1992	6.0374
260	4688.6	1134.35	1662.54	2796.89	2.8837	3.1181	6.0018
265	5081.3	1159.27	1634.34	2793.61	2.9293	3.0368	5.9661
270	5498.7	1184.49	1605.16	2789.65	2.9750	2.9551	5.9301
275	5941.8	1210.05	1574.92	2784.97	3.0208	2.8730	5.8937
280	6411.7	1235.97	1543.55	2779.53	3.0667	2.7903	5.8570
285	6909.4	1262.29	1510.97	2773.27	3.1129	2.7069	5.8198
290	7436.0	1289.04	1477.08	2766.13	3.1593	2.6227	5.7821
295	7992.8	1316.27	1441.78	2758.05	3.2061	2.5375	5.7436
300	8581.0	1344.01	1404.93	2748.94	3.2533	2.4511	5.7044
305	9201.8	1372.33	1366.38	2738.72	3.3009	2.3633	5.6642
310	9856.6	1401.29	1325.97	2727.27	3.3492	2.2737	5.6229
315	10547	1430.97	1283.48	2714.44	3.3981	2.1821	5.5803
320	11274	1461.45	1238.64	2700.08	3.4479	2.0882	5.5361
325	12040	1492.84	1191.13	2683.97	3.4987	1.9913	5.4900
330	12845	1525.29	1140.56	2665.85	3.5506	1.8909	5.4416
335	13694	1558.98	1086.37	2645.35	3.6040	1.7863	5.3903
340	14586	1594.15	1027.86	2622.01	3.6593	1.6763	5.3356
345	15525	1631.17	964.02	2595.19	3.7169	1.5594	5.2763
350	16514	1670.54	893.38	2563.92	3.7776	1.4336	5.2111
355	17554	1713.13	813.59	2526.72	3.8427	1.2951	5.1378
360	18651	1760.48	720.52	2481.00	3.9146	1.1379	5.0525
365	19807	1815.96	605.44	2421.40	3.9983	0.9487	4.9470
370	21028	1890.37	441.75	2332.12	4.1104	0.6868	4.7972
374.1	22089	2099.26	0	2099.26	4.4297	0	4.4297

Eau Saturée

Press. (kPa)	Temp. (°C)	Volume spécifique, m³/kg			Energie interne, kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
0.6113	0.01	0.001000	206.131	206.132	0	2375.3	2375.3
1	6.98	0.001000	129.20702	129.20802	29.29	2355.69	2384.98
1.5	13.03	0.001001	87.97913	87.98013	54.70	2338.63	2393.32
2	17.50	0.001001	67.00285	67.00385	73.47	2326.02	2399.48
2.5	21.08	0.001002	54.25285	54.25385	88.47	2315.93	2404.40
3	24.08	0.001003	45.66402	45.66502	101.03	2307.48	2408.51
4	28.96	0.001004	34.79915	34.80015	121.44	2293.73	2415.17
5	32.88	0.001005	28.19150	28.19251	137.79	2282.70	2420.49
7.5	40.29	0.001008	19.23674	19.23775	168.76	2261.74	2430.50
10	45.81	0.001010	14.67254	14.67355	191.79	2246.10	2437.89
15	53.97	0.001014	10.02117	10.02218	225.90	2222.83	2448.73
20	60.06	0.001017	7.64835	7.64937	251.35	2205.36	2456.71
25	64.97	0.001020	6.20322	6.20424	271.88	2191.21	2463.08
30	69.10	0.001022	5.22816	5.22918	289.18	2179.22	2468.40
40	75.87	0.001026	3.99243	3.99345	317.51	2159.49	2477.00
50	81.33	0.001030	3.23931	3.24034	340.42	2143.43	2483.85
75	91.77	0.001037	2.21607	2.21711	394.29	2112.39	2496.67
100	99.62	0.001043	1.69296	1.69400	417.33	2088.72	2506.06
125	105.99	0.001048	1.37385	1.37490	444.16	2069.32	2513.48
150	111.37	0.001053	1.15828	1.15933	466.92	2052.72	2519.64
175	116.06	0.001057	1.00257	1.00363	486.78	2038.12	2524.90
200	120.23	0.001061	0.88467	0.88573	504.47	2025.02	2529.49
225	124.00	0.001064	0.79219	0.79325	520.45	2013.10	2533.56
250	127.43	0.001067	0.71765	0.71871	535.08	2002.14	2537.21
275	130.60	0.001070	0.65624	0.65731	548.57	1991.95	2540.53
300	133.55	0.001073	0.60475	0.60582	561.13	1982.43	2543.55
325	136.30	0.001076	0.56093	0.56201	572.88	1973.46	2546.34
350	138.88	0.001079	0.52317	0.52425	583.93	1964.98	2548.92
375	141.32	0.001081	0.49029	0.49137	594.38	1956.93	2551.31
400	143.63	0.001084	0.46138	0.46246	604.29	1949.26	2553.55
450	147.93	0.001088	0.41289	0.41398	622.75	1934.87	2557.62
500	151.86	0.001093	0.37380	0.37489	639.66	1921.57	2561.23
550	155.48	0.001097	0.34159	0.34268	655.30	1909.17	2564.47
600	158.85	0.001101	0.31457	0.31567	669.88	1897.52	2567.40
650	162.01	0.001104	0.29158	0.29268	683.55	1886.51	2570.06
700	164.97	0.001108	0.27176	0.27286	696.43	1876.07	2572.49
750	167.77	0.001111	0.25449	0.25560	708.62	1866.11	2574.73
800	170.43	0.001115	0.23931	0.24043	720.20	1856.58	2576.79

Eau saturée

Press. (kPa)	Temp. (°C)	Enthalpie, kJ/kg			Entropie, kJ/kg-K		
		Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Evap. s_{fg}	Sat. Vapor s_g
0.6113	0.01	0.00	2501.3	2501.3	0	9.1562	9.1562
1.0	6.98	29.29	2484.89	2514.18	0.1059	8.8697	8.9756
1.5	13.03	54.70	2470.59	2525.30	0.1956	8.6322	8.8278
2.0	17.50	73.47	2460.02	2533.49	0.2607	8.4629	8.7236
2.5	21.08	88.47	2451.56	2540.03	0.3120	8.3311	8.6431
3.0	24.08	101.03	2444.47	2545.50	0.3545	8.2231	8.5775
4.0	28.96	121.44	2432.93	2554.37	0.4226	8.0520	8.4746
5.0	32.88	137.79	2423.66	2561.45	0.4763	7.9187	8.3950
7.5	40.29	168.77	2406.02	2574.79	0.5763	7.6751	8.2514
10	45.81	191.81	2392.82	2584.63	0.6492	7.5010	8.1501
15	53.97	225.91	2373.14	2599.06	0.7548	7.2536	8.0084
20	60.06	251.38	2358.33	2609.70	0.8319	7.0766	7.9085
25	64.97	271.90	2346.29	2618.19	0.8930	6.9383	7.8313
30	69.10	289.21	2336.07	2625.28	0.9439	6.8247	7.7686
40	75.87	317.55	2319.19	2636.74	1.0258	6.6441	7.6700
50	81.33	340.47	2305.40	2645.87	1.0910	6.5029	7.5939
75	91.77	384.36	2278.59	2662.96	1.2129	6.2434	7.4563
100	99.62	417.44	2258.02	2675.46	1.3025	6.0568	7.3593
125	105.99	444.30	2241.05	2685.35	1.3739	5.9104	7.2843
150	111.37	467.08	2226.46	2693.54	1.4335	5.7897	7.2232
175	116.06	486.97	2213.57	2700.53	1.4848	5.6868	7.1717
200	120.23	504.68	2201.96	2706.63	1.5300	5.5970	7.1271
225	124.00	520.69	2191.35	2712.04	1.5705	5.5173	7.0878
250	127.43	535.34	2181.55	2716.89	1.6072	5.4455	7.0526
275	130.60	548.87	2172.42	2721.29	1.6407	5.3801	7.0208
300	133.55	561.45	2163.85	2725.30	1.6717	5.3201	6.9918
325	136.30	573.23	2155.76	2728.99	1.7005	5.2646	6.9651
350	138.88	584.31	2148.10	2732.40	1.7274	5.2130	6.9404
375	141.32	594.79	2140.79	2735.58	1.7527	5.1647	6.9174
400	143.63	604.73	2133.81	2738.53	1.7766	5.1193	6.8958
450	147.93	623.24	2120.67	2743.91	1.8206	5.0359	6.8565
500	151.86	640.21	2108.47	2748.67	1.8606	4.9606	6.8212
550	155.48	655.91	2097.04	2752.94	1.8972	4.8920	6.7892
600	158.85	670.54	2086.26	2756.80	1.9311	4.8289	6.7600
650	162.01	684.26	2076.04	2760.30	1.9627	4.7704	6.7330
700	164.97	697.20	2066.30	2763.50	1.9922	4.7158	6.7080
750	167.77	709.45	2056.98	2766.43	2.0199	4.6647	6.6846
800	170.43	721.10	2048.04	2769.13	2.0461	4.6166	6.6627

Eau saturée

Press. (kPa)	Temp. (°C)	Volume spécifique , m³/kg			Energie interne kJ/kg		
		Sat. Liquid v_f	Evap. v_{fg}	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Evap. u_{fg}	Sat. Vapor u_g
850	172.96	0.001118	0.22586	0.22698	731.25	1847.45	2578.69
900	175.38	0.001121	0.21385	0.21497	741.81	1838.65	2580.46
950	177.69	0.001124	0.20306	0.20419	751.94	1830.17	2582.11
1000	179.91	0.001127	0.19332	0.19444	761.67	1821.97	2583.64
1100	184.09	0.001133	0.17639	0.17753	780.08	1806.32	2586.40
1200	187.99	0.001139	0.16220	0.16333	797.27	1791.55	2588.82
1300	191.64	0.001144	0.15011	0.15125	813.42	1777.53	2590.95
1400	195.07	0.001149	0.13969	0.14084	828.68	1764.15	2592.83
1500	198.32	0.001154	0.13062	0.13177	843.14	1751.3	2594.5
1750	205.76	0.001166	0.11232	0.11349	876.44	1721.39	2597.83
2000	212.42	0.001177	0.09845	0.09963	906.42	1693.84	2600.26
2250	218.45	0.001187	0.08756	0.08875	933.81	1668.18	2601.98
2500	223.99	0.001197	0.07878	0.07998	959.09	1644.04	2603.13
2750	229.12	0.001207	0.07154	0.07275	982.65	1621.16	2603.81
3000	233.90	0.001216	0.06546	0.06668	1004.76	1599.34	2604.10
3250	238.38	0.001226	0.06029	0.06152	1025.62	1578.43	2604.04
3500	242.60	0.001235	0.05583	0.05707	1045.41	1558.29	2603.70
4000	250.40	0.001252	0.04853	0.04978	1082.28	1519.99	2602.27
5000	263.99	0.001286	0.03815	0.03944	1147.78	1449.34	2597.12
6000	275.64	0.001319	0.03112	0.03244	1205.41	1384.27	2589.69
7000	285.88	0.001351	0.02602	0.02737	1257.51	1322.97	2580.48
8000	295.06	0.001384	0.02213	0.02352	1305.54	1264.25	2569.79
9000	303.40	0.001418	0.01907	0.02048	1350.47	1207.28	2557.75
10000	311.06	0.001452	0.01657	0.01803	1393.00	1151.40	2544.41
11000	318.15	0.001489	0.01450	0.01599	1433.68	1096.06	2529.74
12000	324.75	0.001527	0.01274	0.01426	1472.92	1040.76	2513.67
13000	330.93	0.001567	0.01121	0.01278	1511.09	984.99	2496.08
14000	336.75	0.001611	0.00987	0.01149	1548.53	928.23	2476.76
15000	342.24	0.001658	0.00868	0.01034	1585.58	869.85	2455.43
16000	347.43	0.001711	0.00760	0.00931	1622.63	809.07	2431.70
17000	352.37	0.001770	0.00659	0.00836	1660.16	744.80	2404.96
18000	357.06	0.001840	0.00565	0.00749	1698.86	675.42	2374.28
19000	361.54	0.001924	0.00473	0.00666	1739.87	598.18	2338.05
20000	365.81	0.002035	0.00380	0.00583	1785.47	507.58	2293.05
21000	369.89	0.002206	0.00275	0.00495	1841.97	388.74	2230.71
22000	373.80	0.002808	0.00072	0.00353	1973.16	108.24	2081.39
22089	374.14	0.003155	0	0.00315	2029.58	0	2029.58

Eau saturée

Press. (kPa)	Temp. (°C)	Enthalpie, kJ/kg			Entropie, kJ/kg-K		
		Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Evap. s_{fg}	Sat. Vapor s_g
850	172.96	732.20	2039.43	2771.63	2.0709	4.5711	6.6421
900	175.38	742.82	2031.12	2773.94	2.0946	4.5280	6.6225
950	177.69	753.00	2023.08	2776.08	2.1171	4.4869	6.6040
1000	179.91	762.79	2015.29	2778.08	2.1386	4.4478	6.5864
1100	184.09	781.32	2000.36	2781.68	2.1791	4.3744	6.5535
1200	187.99	798.64	1986.19	2784.82	2.2165	4.3067	6.5233
1300	191.64	814.91	1972.67	2787.58	2.2514	4.2438	6.4953
1400	195.07	830.29	1959.72	2790.00	2.2842	4.1850	6.4692
1500	198.32	844.87	1947.28	2792.15	2.3150	4.1298	6.4448
1750	205.76	878.48	1917.95	2796.43	2.3851	4.0044	6.3895
2000	212.42	908.77	1890.74	2799.51	2.4473	3.8935	6.3408
2250	218.45	936.48	1865.19	2801.67	2.5034	3.7938	6.2971
2500	223.99	962.09	1840.98	2803.07	2.5546	3.7028	6.2574
2750	229.12	985.97	1817.89	2803.86	2.6018	3.6190	6.2208
3000	233.90	1008.41	1795.73	2804.14	2.6456	3.5412	6.1869
3250	238.38	1029.60	1774.37	2803.97	2.6866	3.4685	6.1551
3500	242.60	1049.73	1753.70	2803.43	2.7252	3.4000	6.1252
4000	250.40	1087.29	1714.09	2801.38	2.7963	3.2737	6.0700
5000	263.99	1154.21	1640.12	2794.33	2.9201	3.0532	5.9733
6000	275.64	1213.32	1571.00	2784.33	3.0266	2.8625	5.8891
7000	285.88	1266.97	1505.10	2772.07	3.1210	2.6922	5.8132
8000	295.06	1316.61	1441.33	2757.94	3.2067	2.5365	5.7431
9000	303.40	1363.23	1378.88	2742.11	3.2857	2.3915	5.6771
10000	311.06	1407.53	1317.14	2724.67	3.3595	2.2545	5.6140
11000	318.15	1450.05	1255.55	2705.60	3.4294	2.1233	5.5527
12000	324.75	1491.24	1193.59	2684.83	3.4961	1.9962	5.4923
13000	330.93	1531.46	1130.76	2662.22	3.5604	1.8718	5.4323
14000	336.75	1571.08	1066.47	2637.55	3.6231	1.7485	5.3716
15000	342.24	1610.45	1000.04	2610.49	3.6847	1.6250	5.3097
16000	347.43	1650.00	930.59	2580.59	3.7460	1.4995	5.2454
17000	352.37	1690.25	856.90	2547.15	3.8078	1.3698	5.1776
18000	357.06	1731.97	777.13	2509.09	3.8713	1.2330	5.1044
19000	361.54	1776.43	688.11	2464.54	3.9387	1.0841	5.0227
20000	365.81	1826.18	583.56	2409.74	4.0137	0.9132	4.9269
21000	369.89	1888.30	446.42	2334.72	4.1073	0.6942	4.8015
22000	373.80	2034.92	124.04	2158.97	4.3307	0.1917	4.5224
22089	374.14	2099.26	0	2099.26	4.4297	0	4.4297

Vapeur d'eau surchauffée

Temp. (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
$P = 10 \text{ kPa (45.81°C)}$					$P = 50 \text{ kPa (81.33°C)}$			
Sat.	14.67355	2437.89	2584.63	8.1501	3.24034	2483.85	2645.87	7.5939
50	14.86920	2443.87	2592.56	8.1749	—	—	—	—
100	17.19561	2515.50	2687.46	8.4479	3.41833	2511.61	2682.52	7.6947
150	19.51251	2587.86	2782.99	8.6881	3.88937	2585.61	2780.08	7.9400
200	21.82507	2661.27	2879.52	8.9037	4.35595	2659.85	2877.64	8.1579
250	24.13559	2735.95	2977.31	9.1002	4.82045	2734.97	2975.99	8.3555
300	26.44508	2812.06	3076.51	9.2812	5.28391	2811.33	3075.52	8.5372
400	31.06252	2968.89	3279.51	9.6076	6.20929	2968.43	3278.89	8.8641
500	35.67896	3132.26	3489.05	9.8977	7.13364	3131.94	3488.62	9.1545
600	40.29488	3302.45	3705.40	10.1608	8.05748	3302.22	3705.10	9.4177
700	44.91052	3479.63	3928.73	10.4028	8.98104	3479.45	3928.51	9.6599
800	49.52599	3663.84	4159.10	10.6281	9.90444	3663.70	4158.92	9.8852
900	54.14137	3855.03	4396.44	10.8395	10.82773	3854.91	4396.30	10.0967
1000	58.75669	4053.01	4640.58	11.0392	11.75097	4052.91	4640.46	10.2964
1100	63.37198	4257.47	4891.19	11.2287	12.67418	4257.37	4891.08	10.4858
1200	67.98724	4467.91	5147.78	11.4090	13.59737	4467.82	5147.69	10.6662
1300	72.60250	4683.68	5409.70	14.5810	14.52054	4683.58	5409.61	10.8382
$100 \text{ kPa (99.62°C)}$					$200 \text{ kPa (120.23°C)}$			
Sat.	1.69400	2506.06	2675.46	7.3593	0.88573	2529.49	2706.63	7.1271
150	1.93636	2582.75	2776.38	7.6133	0.95964	2576.87	2768.80	7.2795
200	2.17226	2658.05	2875.27	7.8342	1.08034	2654.39	2870.46	7.5066
250	2.40604	2733.73	2974.33	8.0332	1.19880	2731.22	2970.98	7.7085
300	2.63876	2810.41	3074.28	8.2157	1.31616	2808.55	3071.79	7.8926
400	3.10263	2967.85	3278.11	8.5434	1.54930	2966.69	3276.55	8.2217
500	3.56547	3131.54	3488.09	8.8341	1.78139	3130.75	3487.03	8.5132
600	4.02781	3301.94	3704.72	9.0975	2.01297	3301.36	3703.96	8.7769
700	4.48986	3479.24	3928.23	9.3398	2.24426	3478.81	3927.66	9.0194
800	4.95174	3663.53	4158.71	9.5652	2.47539	3663.19	4158.27	9.2450
900	5.41353	3854.77	4396.12	9.7767	2.70643	3854.49	4395.77	9.4565
1000	5.87526	4052.78	4640.31	9.9764	2.93740	4052.53	4640.01	9.6563
1100	6.33696	4257.25	4890.95	10.1658	3.16834	4257.01	4890.68	9.8458
1200	6.79863	4467.70	5147.56	10.3462	3.39927	4467.46	5147.32	10.0262
1300	7.26030	4683.47	5409.49	10.5182	3.63018	4683.23	5409.26	10.1982
$300 \text{ kPa (133.55°C)}$					$400 \text{ kPa (143.63°C)}$			
Sat.	0.60582	2543.55	2725.30	6.9918	0.46246	2553.55	2738.53	6.8958
150	0.63388	2570.79	2760.95	7.0778	0.47084	2564.48	2752.82	6.9299
200	0.71629	2650.65	2865.54	7.3115	0.53422	2646.83	2860.51	7.1706

Vapeur d'eau surchauffée (suite)

Temp. (°C)	v (m³/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m³/kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
300 kPa (133.55°C)					400 kPa (143.63°C)			
250	0.79636	2728.69	2967.59	7.5165	0.59512	2726.11	2964.16	7.3788
300	0.87529	2806.69	3069.28	7.7022	0.65484	2804.81	3066.75	7.5661
400	1.03151	2965.53	3274.98	8.0329	0.77262	2964.36	3273.41	7.8984
500	1.18669	3129.95	3485.96	8.3250	0.88934	3129.15	3484.89	8.1912
600	1.34136	3300.79	3703.20	8.5892	1.00555	3300.22	3702.44	8.4557
700	1.49573	3478.38	3927.10	8.8319	1.12147	3477.95	3926.53	8.6987
800	1.64994	3662.85	4157.83	9.0575	1.23722	3662.51	4157.40	8.9244
900	1.80406	3854.20	4395.42	9.2691	1.35288	3853.91	4395.06	9.1361
1000	1.95812	4052.27	4639.71	9.4689	1.46847	4052.02	4639.41	9.3360
1100	2.11214	4256.77	4890.41	9.6585	1.58404	4256.53	4890.15	9.5255
1200	2.26614	4467.23	5147.07	9.8389	1.69958	4466.99	5146.83	9.7059
1300	2.42013	4682.99	5409.03	10.0109	1.81511	4682.75	5408.80	9.8780
500 kPa (151.86°C)					600 kPa (158.85°C)			
Sat.	0.37489	2561.23	2748.67	6.8212	0.31567	2567.40	2756.80	6.7600
200	0.42492	2642.91	2855.37	7.0592	0.35202	2638.91	2850.12	6.9665
250	0.47436	2723.50	2960.68	7.2708	0.39383	2720.86	2957.16	7.1816
300	0.52256	2802.91	3064.20	7.4598	0.43437	2801.00	3061.63	7.3723
350	0.57012	2882.59	3167.65	7.6328	0.47424	2881.12	3165.66	7.5463
400	0.61728	2963.19	3271.83	7.7937	0.51372	2962.02	3270.25	7.7078
500	0.71093	3128.35	3483.82	8.0872	0.59199	3127.55	3482.75	8.0020
600	0.80406	3299.64	3701.67	8.3521	0.66974	3299.07	3700.91	8.2673
700	0.89691	3477.52	3925.97	8.5952	0.74720	3477.08	3925.41	8.5107
800	0.98959	3662.17	4156.96	8.8211	0.82450	3661.83	4156.52	8.7367
900	1.08217	3853.63	4394.71	9.0329	0.90169	3853.34	4394.36	8.9485
1000	1.17469	4051.76	4639.11	9.2328	0.97883	4051.51	4638.81	9.1484
1100	1.26718	4256.29	4889.88	9.4224	1.05594	4256.05	4889.61	9.3381
1200	1.35964	4466.76	5146.58	9.6028	1.13302	4466.52	5146.34	9.5185
1300	1.45210	4682.52	5408.57	9.7749	1.21009	4682.28	5408.34	9.6906
800 kPa (170.43°C)					1000 kPa (179.91°C)			
Sat.	0.24043	2576.79	2769.13	6.6627	0.19444	2583.64	2778.08	6.5864
200	0.26080	2630.61	2839.25	6.8158	0.20596	2621.90	2827.86	6.6939
250	0.29314	2715.46	2949.97	7.0384	0.23268	2709.91	2942.59	6.9246
300	0.32411	2797.14	3056.43	7.2327	0.25794	2793.21	3051.15	7.1228
350	0.35439	2878.16	3161.68	7.4088	0.28247	2875.18	3157.65	7.3010
400	0.38426	2959.66	3267.07	7.5715	0.30659	2957.29	3263.88	7.4650
500	0.44331	3125.95	3480.60	7.8672	0.35411	3124.34	3478.44	7.7621
600	0.50184	3297.91	3699.38	8.1332	0.40109	3296.76	3697.85	8.0289

Vapeur d'eau surchauffée (suite)

Temp. (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
800 kPa (170.43°C)					1000 kPa (179.91°C)			
700	0.56007	3476.22	3924.27	8.3770	0.44779	3475.35	3923.14	8.2731
800	0.61813	3661.14	4155.65	8.6033	0.49432	3660.46	4154.78	8.4996
900	0.67610	3852.77	4393.65	8.8153	0.54075	3852.19	4392.94	8.7118
1000	0.73401	4051.00	4638.20	9.0153	0.58712	4050.49	4637.60	8.9119
1100	0.79188	4255.57	4889.08	9.2049	0.63345	4255.09	4888.55	9.1016
1200	0.84974	4466.05	5145.85	9.3854	0.67977	4465.58	5145.36	9.2821
1300	0.90758	4681.81	5407.87	9.5575	0.72608	4681.33	5407.41	9.4542
1200 kPa (187.99°C)					1400 kPa (195.07°C)			
Sat.	0.16333	2588.82	2784.82	6.5233	0.14084	2592.83	2790.00	6.4692
200	0.16930	2612.74	2815.90	6.5898	0.14302	2603.09	2803.32	6.4975
250	0.19235	2704.20	2935.01	6.8293	0.16350	2698.32	2927.22	6.7467
300	0.21382	2789.22	3045.80	7.0316	0.18228	2785.16	3040.35	6.9533
350	0.23452	2872.16	3153.59	7.2120	0.20026	2869.12	3149.49	7.1359
400	0.25480	2954.90	3260.66	7.3773	0.21780	2952.50	3257.42	7.3025
500	0.29463	3122.72	3476.28	7.6758	0.25215	3121.10	3474.11	7.6026
600	0.33393	3295.60	3696.32	7.9434	0.28596	3294.44	3694.78	7.8710
700	0.37294	3474.48	3922.01	8.1881	0.31947	3473.61	3920.87	8.1160
800	0.41177	3659.77	4153.90	8.4149	0.35281	3659.09	4153.03	8.3431
900	0.45051	3851.62	4392.23	8.6272	0.38606	3851.05	4391.53	8.5555
1000	0.48919	4049.98	4637.00	8.8274	0.41924	4049.47	4636.41	8.7558
1100	0.52783	4254.61	4888.02	9.0171	0.45239	4254.14	4887.49	8.9456
1200	0.56646	4465.12	5144.87	9.1977	0.48552	4464.65	5144.38	9.1262
1300	0.60507	4680.86	5406.95	9.3698	0.51864	4680.39	5406.49	9.2983
1600 kPa (201.40°C)					1800 kPa (207.15°C)			
Sat.	0.12380	2595.95	2794.02	6.4217	0.11042	2598.38	2797.13	6.3793
250	0.14184	2692.26	2919.20	6.6732	0.12497	2686.02	2910.96	6.6066
300	0.15862	2781.03	3034.83	6.8844	0.14021	2776.83	3029.21	6.8226
350	0.17456	2866.05	3145.35	7.0693	0.15457	2862.95	3141.18	7.0099
400	0.19005	2950.09	3254.17	7.2373	0.16847	2947.66	3250.90	7.1793
500	0.22029	3119.47	3471.93	7.5389	0.19550	3117.84	3469.75	7.4824
600	0.24998	3293.27	3693.23	7.8080	0.22199	3292.10	3691.69	7.7523
700	0.27937	3472.74	3919.73	8.0535	0.24818	3471.87	3918.59	7.9983
800	0.30859	3658.40	4152.15	8.2808	0.27420	3657.71	4151.27	8.2258
900	0.33772	3850.47	4390.82	8.4934	0.30012	3849.90	4390.11	8.4386
1000	0.36678	4048.96	4635.81	8.6938	0.32598	4048.45	4635.21	8.6390
1100	0.39581	4253.66	4886.95	8.8837	0.35180	4253.18	4886.42	8.8290
1200	0.42482	4464.18	5143.89	9.0642	0.37761	4463.71	5143.40	9.0096
1300	0.45382	4679.92	5406.02	9.2364	0.40340	4679.44	5405.56	9.1817

Vapeur d'eau surchauffée (suite)

Temp. (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
2000 kPa (212.42°C)					2500 kPa (223.99°C)			
Sat.	0.09963	2600.26	2799.51	6.3408	0.07998	2603.13	2803.07	6.2574
250	0.11144	2679.58	2902.46	6.5452	0.08700	2662.55	2880.06	6.4084
300	0.12547	2772.56	3023.50	6.7663	0.09890	2761.56	3008.81	6.6437
350	0.13857	2859.81	3136.96	6.9562	0.10976	2851.84	3126.24	6.8402
400	0.15120	2945.21	3247.60	7.1270	0.12010	2939.03	3239.28	7.0147
450	0.16353	3030.41	3357.48	7.2844	0.13014	3025.43	3350.77	7.1745
500	0.17568	3116.20	3467.55	7.4316	0.13998	3112.08	3462.04	7.3233
600	0.19960	3290.93	3690.14	7.7023	0.15930	3287.99	3686.25	7.5960
700	0.22323	3470.99	3917.45	7.9487	0.17832	3468.80	3914.59	7.8435
800	0.24668	3657.03	4150.40	8.1766	0.19716	3655.30	4148.20	8.0720
900	0.27004	3849.33	4389.40	8.3895	0.21590	3847.89	4387.64	8.2853
1000	0.29333	4047.94	4634.61	8.5900	0.23458	4046.67	4633.12	8.4860
1100	0.31659	4252.71	4885.89	8.7800	0.25322	4251.52	4884.57	8.6761
1200	0.33984	4463.25	5142.92	8.9606	0.27185	4462.08	5141.70	8.8569
1300	0.36306	4678.97	5405.10	9.1328	0.29046	4677.80	5403.95	9.0291
3000 kPa (233.90°C)					4000 kPa (250.40°C)			
Sat.	0.06668	2604.10	2804.14	6.1869	0.04978	2602.27	2801.38	6.0700
250	0.07058	2644.00	2855.75	6.2871	—	—	—	—
300	0.08114	2750.05	2993.48	6.5389	0.05884	2725.33	2960.68	6.3614
350	0.09053	2843.66	3115.25	6.7427	0.06645	2826.65	3092.43	6.5820
400	0.09936	2932.75	3230.82	6.9211	0.07341	2919.88	3213.51	6.7689
450	0.10787	3020.38	3344.00	7.0833	0.08003	3010.13	3330.23	6.9362
500	0.11619	3107.92	3456.48	7.2337	0.08643	3099.49	3445.21	7.0900
600	0.13243	3285.03	3682.34	7.5084	0.09885	3279.06	3674.44	7.3688
700	0.14838	3466.59	3911.72	7.7571	0.11095	3462.15	3905.94	7.6198
800	0.16414	3653.58	4146.00	7.9862	0.12287	3650.11	4141.59	7.8502
900	0.17980	3846.46	4385.87	8.1999	0.13469	3843.59	4382.34	8.0647
1000	0.19541	4045.40	4631.63	8.4009	0.14645	4042.87	4628.65	8.2661
1100	0.21098	4250.33	4883.26	8.5911	0.15817	4247.96	4880.63	8.4566
1200	0.22652	4460.92	5140.49	8.7719	0.16987	4458.60	5138.07	8.6376
1300	0.24206	4676.63	5402.81	8.9442	0.18156	4674.29	5400.52	8.8099

Vapeur d'eau surchauffée (suite)

Temp. (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
5000 kPa (263.99°C)					6000 kPa (275.64°C)			
Sat.	0.03944	2597.12	2794.33	5.9733	0.03244	2589.69	2784.33	5.8891
300	0.04532	2697.94	2924.53	6.2083	0.03616	2667.22	2884.19	6.0673
350	0.05194	2808.67	3068.39	6.4492	0.04223	2789.61	3042.97	6.3334
400	0.05781	2906.58	3195.64	6.6458	0.04739	2892.81	3177.17	6.5407
450	0.06330	2999.64	3316.15	6.8185	0.05214	2988.90	3301.76	6.7192
500	0.06857	3090.92	3433.76	6.9758	0.05665	3082.20	3422.12	6.8802
550	0.07368	3181.82	3550.23	7.1217	0.06101	3174.57	3540.62	7.0287
600	0.07869	3273.01	3666.47	7.2588	0.06525	3266.89	3658.40	7.1676
700	0.08849	3457.67	3900.13	7.5122	0.07352	3453.15	3894.28	7.4234
800	0.09811	3646.62	4137.17	7.7440	0.08160	3643.12	4132.74	7.6566
900	0.10762	3840.71	4378.82	7.9593	0.08958	3837.84	4375.29	7.8727
1000	0.11707	4040.35	4625.69	8.1612	0.09749	4037.83	4622.74	8.0751
1100	0.12648	4245.61	4878.02	8.3519	0.10536	4243.26	4875.42	8.2661
1200	0.13587	4456.30	5135.67	8.5330	0.11321	4454.00	5133.28	8.4473
1300	0.14526	4671.96	5398.24	8.7055	0.12106	4669.64	5395.97	8.6199
8000 kPa (295.06°C)					10000 kPa (311.06°C)			
Sat.	0.02352	2569.79	2757.94	5.7431	0.01803	2544.41	2724.67	5.6140
300	0.02426	2590.93	2784.98	5.7905	—	—	—	—
350	0.02995	2747.67	2987.30	6.1300	0.02242	2699.16	2923.39	5.9442
400	0.03432	2863.75	3138.28	6.3633	0.02641	2832.38	3096.46	6.2119
450	0.03817	2966.66	3271.99	6.5550	0.02975	2943.32	3240.83	6.4189
500	0.04175	3064.30	3398.27	6.7239	0.03279	3045.77	3373.63	6.5965
550	0.04516	3159.76	3521.01	6.8778	0.03564	3144.54	3500.92	6.7561
600	0.04845	3254.43	3642.03	7.0205	0.03837	3241.68	3625.34	6.9028
700	0.05481	3444.00	3882.47	7.2812	0.04358	3434.72	3870.52	7.1687
800	0.06097	3636.08	4123.84	7.5173	0.04859	3628.97	4114.91	7.4077
900	0.06702	3832.08	4368.26	7.7350	0.05349	3826.32	4361.24	7.6272
1000	0.07301	4032.81	4616.87	7.9384	0.05832	4027.81	4611.04	7.8315
1100	0.07896	4238.60	4870.25	8.1299	0.06312	4233.97	4865.14	8.0236
1200	0.08489	4449.45	5128.54	8.3115	0.06789	4444.93	5123.84	8.2054
1300	0.09080	4665.02	5391.46	8.4842	0.07265	4660.44	5386.99	8.3783

Vapeur d'eau surchauffée (suite)

Temp. (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
	15000 kPa (342.24°C)				20000 kPa (365.81°C)			
Sat.	0.01034	2455.43	2610.49	5.3097	0.00583	2293.05	2409.74	4.9269
350	0.01147	2520.36	2692.41	5.4420	—	—	—	—
400	0.01565	2740.70	2975.44	5.8810	0.00994	2619.22	2818.07	5.5539
450	0.01845	2879.47	3156.15	6.1403	0.01270	2806.16	3060.06	5.9016
500	0.02080	2996.52	3308.53	6.3442	0.01477	2942.82	3238.18	6.1400
550	0.02293	3104.71	3448.61	6.5198	0.01656	3062.34	3393.45	6.3347
600	0.02491	3208.64	3582.30	6.6775	0.01818	3174.00	3537.57	6.5048
650	0.02680	3310.37	3712.32	6.8223	0.01969	3281.46	3675.32	6.6582
700	0.02861	3410.94	3840.12	6.9572	0.02113	3386.46	3809.09	6.7993
800	0.03210	3610.99	4092.43	7.2040	0.02385	3592.73	4069.80	7.0544
900	0.03546	3811.89	4343.75	7.4279	0.02645	3797.44	4326.37	7.2830
1000	0.03875	4015.41	4596.63	7.6347	0.02897	4003.12	4582.45	7.4925
1100	0.04200	4222.55	4852.56	7.8282	0.03145	4211.30	4840.24	7.6874
1200	0.04523	4433.78	5112.27	8.0108	0.03391	4422.81	5100.96	7.8706
1300	0.04845	4649.12	5375.94	8.1839	0.03636	4637.95	5365.10	8.0441
	30000 kPa				40000 kPa			
375	0.001789	1737.75	1791.43	3.9303	0.001641	1677.09	1742.71	3.8289
400	0.002790	2067.34	2151.04	4.4728	0.001908	1854.52	1930.83	4.1134
425	0.005304	2455.06	2614.17	5.1503	0.002532	2096.83	2198.11	4.5028
450	0.006735	2619.30	2821.35	5.4423	0.003693	2365.07	2512.79	4.9459
500	0.008679	2820.67	3081.03	5.7904	0.005623	2678.36	2903.26	5.4699
550	0.010168	2970.31	3275.36	6.0342	0.006984	2869.69	3149.05	5.7784
600	0.011446	3100.53	3443.91	6.2330	0.008094	3022.61	3346.38	6.0113
650	0.012596	3221.04	3598.93	6.4057	0.009064	3158.04	3520.58	6.2054
700	0.013661	3335.84	3745.67	6.5606	0.009942	3283.63	3681.29	6.3750
800	0.015623	3555.60	4024.31	6.8332	0.011523	3517.89	3978.80	6.6662
900	0.017448	3768.48	4291.93	7.0717	0.012963	3739.42	4257.93	6.9150
1000	0.019196	3978.79	4554.68	7.2867	0.014324	3954.64	4527.59	7.1356
1100	0.020903	4189.18	4816.28	7.4845	0.015643	4167.38	4793.08	7.3364
1200	0.022589	4401.29	5078.97	7.6691	0.016940	4380.11	5057.72	7.5224
1300	0.024266	4615.96	5343.95	7.8432	0.018229	4594.28	5323.45	7.6969

Liquide d'eau comprimé

Temp. (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
500 kPa (151.86°C)					2000 kPa (212.42°C)			
Sat.	0.001093	639.66	640.21	1.8606	0.001177	906.42	908.77	2.4473
0.01	0.000999	0.01	0.51	0.0000	0.000999	0.03	2.03	0.0001
20	0.001002	83.91	84.41	0.2965	0.001001	83.82	85.82	.2962
40	0.001008	167.47	167.98	0.5722	0.001007	167.29	169.30	.5716
60	0.001017	251.00	251.51	0.8308	0.001016	250.73	252.77	.8300
80	0.001029	334.73	335.24	1.0749	0.001028	334.38	336.44	1.0739
100	0.001043	418.80	419.32	1.3065	0.001043	418.36	420.45	1.3053
120	0.001060	503.37	503.90	1.5273	0.001059	502.84	504.96	1.5259
140	0.001080	588.66	589.20	1.7389	0.001079	588.02	590.18	1.7373
160	—	—	—	—	0.001101	674.14	676.34	1.9410
180	—	—	—	—	0.001127	761.46	763.71	2.1382
200	—	—	—	—	0.001156	850.30	852.61	2.3301
5000 kPa (263.99°C)					10000 kPa (311.06°C)			
Sat	0.001286	1147.78	1154.21	2.9201	0.001452	1393.00	1407.53	3.3595
0	0.000998	0.03	5.02	0.0001	0.000995	0.10	10.05	0.0003
20	0.001000	83.64	88.64	0.2955	0.000997	83.35	93.32	0.2945
40	0.001006	166.93	171.95	0.5705	0.001003	166.33	176.36	0.5685
60	0.001015	250.21	255.28	0.8284	0.001013	249.34	259.47	0.8258
80	0.001027	333.69	338.83	1.0719	0.001025	332.56	342.81	1.0687
100	0.001041	417.50	422.71	1.3030	0.001039	416.09	426.48	1.2992
120	0.001058	501.79	507.07	1.5232	0.001055	500.07	510.61	1.5188
140	0.001077	586.74	592.13	1.7342	0.001074	584.67	595.40	1.7291
160	0.001099	672.61	678.10	1.9374	0.001195	670.11	681.07	1.9316
180	0.001124	759.62	765.24	2.1341	0.001120	756.63	767.83	2.1274
200	0.001153	848.08	853.85	2.3254	0.001148	844.49	855.97	2.3178
220	0.001187	938.43	944.36	2.5128	0.001181	934.07	945.88	2.5038
240	0.001226	1031.34	1037.47	2.6978	0.001219	1025.94	1038.13	2.6872
260	0.001275	1127.92	1134.30	2.8829	0.001265	1121.03	1133.68	2.8698
280					0.001322	1220.90	1234.11	3.0547
300					0.001397	1328.34	1342.31	3.2468

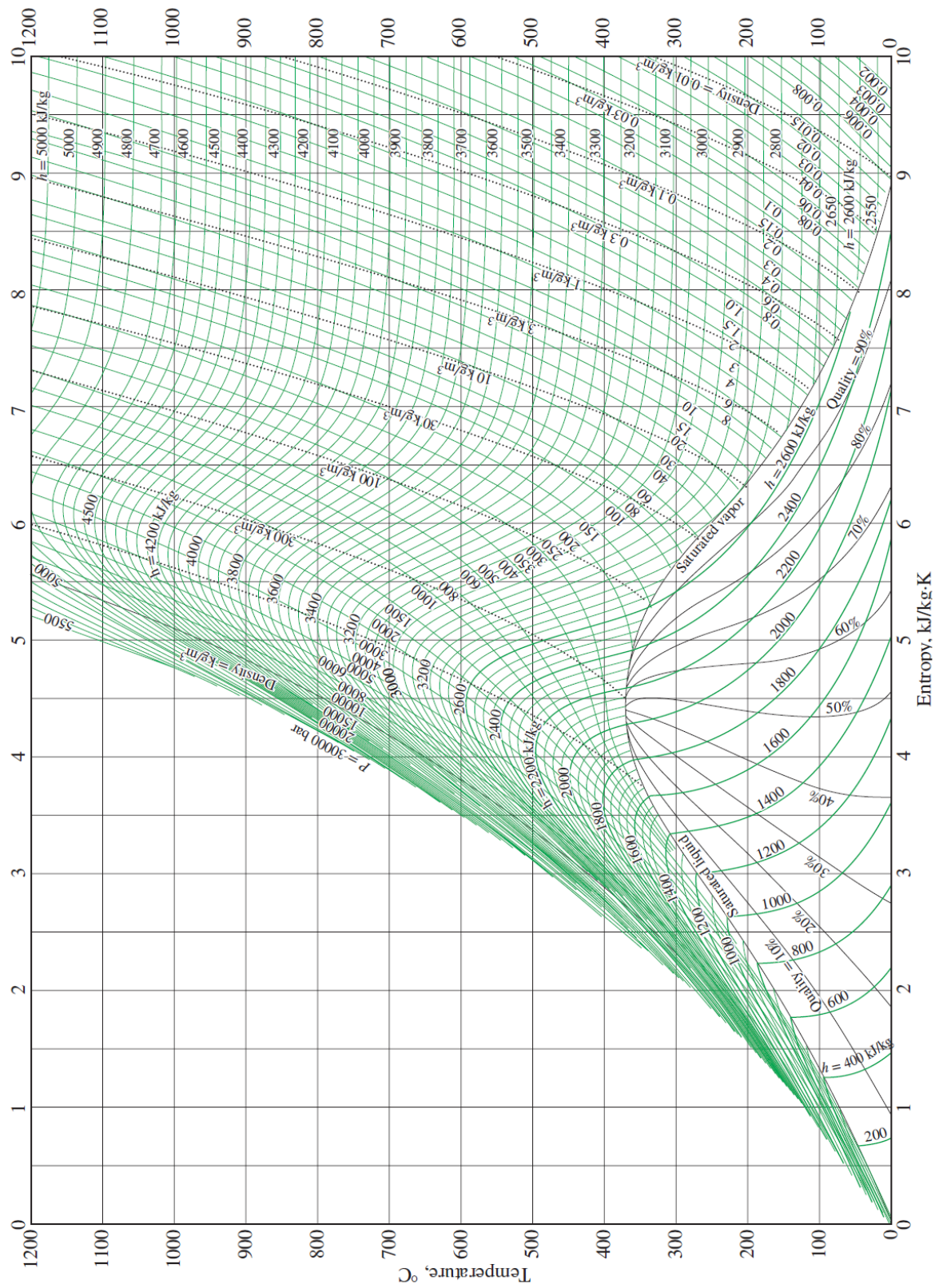
Liquide d'eau comprimé (suite)

Temp. (°C)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	v (m ³ /kg)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)
15000 kPa (342.24°C)					20000 kPa (365.81°C)			
Sat.	0.001658	1585.58	1610.45	3.6847	0.002035	1785.47	1826.18	4.0137
0	0.000993	0.15	15.04	0.0004	0.000990	0.20	20.00	0.0004
20	0.000995	83.05	97.97	0.2934	0.000993	82.75	102.61	0.2922
40	0.001001	165.73	180.75	0.5665	0.000999	165.15	185.14	0.5646
60	0.001011	248.49	263.65	0.8231	0.001008	247.66	267.82	0.8205
80	0.001022	331.46	346.79	1.0655	0.001020	330.38	350.78	1.0623
100	0.001036	414.72	430.26	1.2954	0.001034	413.37	434.04	1.2917
120	0.001052	498.39	514.17	1.5144	0.001050	496.75	517.74	1.5101
140	0.001071	582.64	598.70	1.7241	0.001068	580.67	602.03	1.7192
160	0.001092	667.69	684.07	1.9259	0.001089	665.34	687.11	1.9203
180	0.001116	753.74	770.48	2.1209	0.001112	750.94	773.18	2.1146
200	0.001143	841.04	858.18	2.3103	0.001139	837.70	860.47	2.3031
220	0.001175	929.89	947.52	2.4952	0.001169	925.89	949.27	2.4869
240	0.001211	1020.82	1038.99	2.6770	0.001205	1015.94	1040.04	2.6673
260	0.001255	1114.59	1133.41	2.8575	0.001246	1108.53	1133.45	2.8459
280	0.001308	1212.47	1232.09	3.0392	0.001297	1204.69	1230.62	3.0248
300	0.001377	1316.58	1337.23	3.2259	0.001360	1306.10	1333.29	3.2071
320	0.001472	1431.05	1453.13	3.4246	0.001444	1415.66	1444.53	3.3978
340	0.001631	1567.42	1591.88	3.6545	0.001568	1539.64	1571.01	3.6074
360					0.001823	1702.78	1739.23	3.8770
30000 kPa					50000 kPa			
0	0.000986	0.25	29.82	0.0001	0.000977	0.20	49.03	-0.0014
20	0.000989	82.16	111.82	0.2898	0.000980	80.98	130.00	0.2847
40	0.000995	164.01	193.87	0.5606	0.000987	161.84	211.20	0.5526
60	0.001004	246.03	276.16	0.8153	0.000996	242.96	292.77	0.8051
80	0.001016	328.28	358.75	1.0561	0.001007	324.32	374.68	1.0439
100	0.001029	410.76	441.63	1.2844	0.001020	405.86	456.87	1.2703
120	0.001044	493.58	524.91	1.5017	0.001035	487.63	539.37	1.4857
140	0.001062	576.86	608.73	1.7097	0.001052	569.76	622.33	1.6915
160	0.001082	660.81	693.27	1.9095	0.001070	652.39	705.91	1.8890
180	0.001105	745.57	778.71	2.1024	0.001091	735.68	790.24	2.0793
200	0.001130	831.34	865.24	2.2892	0.001115	819.73	875.46	2.2634
220	0.001159	918.32	953.09	2.4710	0.001141	904.67	961.71	2.4419
240	0.001192	1006.84	1042.60	2.6489	0.001170	990.69	1049.20	2.6158
260	0.001230	1097.38	1134.29	2.8242	0.001203	1078.06	1138.23	2.7860
280	0.001275	1190.69	1228.96	2.9985	0.001242	1167.19	1229.26	2.9536
300	0.001330	1287.89	1327.80	3.1740	0.001286	1258.66	1322.95	3.1200
320	0.001400	1390.64	1432.63	3.3538	0.001339	1353.23	1420.17	3.2867
340	0.001492	1501.71	1546.47	3.5425	0.001403	1451.91	1522.07	3.4556
360	0.001627	1626.57	1675.36	3.7492	0.001484	1555.97	1630.16	3.6290
380	0.001869	1781.35	1837.43	4.0010	0.001588	1667.13	1746.54	3.8100

2- Propriétés de l'air (supposé gaz parfait), entropie standard à une pression de 0,1 MPa (1 bar)

T (K)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s_T^0 (kJ/kg-K)	T (K)	u (kJ/kg)	h (kJ/kg)	s_T^0 (kJ/kg-K)
200	142.77	200.17	6.46260	1100	845.45	1161.18	8.24449
220	157.07	220.22	6.55812	1150	889.21	1219.30	8.29616
240	171.38	240.27	6.64535	1200	933.37	1277.81	8.34596
260	185.70	260.32	6.72562	1250	977.89	1336.68	8.39402
280	200.02	280.39	6.79998	1300	1022.75	1395.89	8.44046
290	207.19	290.43	6.83521	1350	1067.94	1455.43	8.48539
298.15	213.04	298.62	6.86305	1400	1113.43	1515.27	8.52891
300	214.36	300.47	6.86926	1450	1159.20	1575.40	8.57111
320	228.73	320.58	6.93413	1500	1205.25	1635.80	8.61208
340	243.11	340.70	6.99515	1550	1251.55	1696.45	8.65185
360	257.53	360.86	7.05276	1600	1298.08	1757.33	8.69051
380	271.99	381.06	7.10735	1650	1344.83	1818.44	8.72811
400	286.49	401.30	7.15926	1700	1391.80	1879.76	8.76472
420	301.04	421.59	7.20875	1750	1438.97	1941.28	8.80039
440	315.64	441.93	7.25607	1800	1486.33	2002.99	8.83516
460	330.31	462.34	7.30142	1850	1533.87	2064.88	8.86908
480	345.04	482.81	7.34499	1900	1581.59	2126.95	8.90219
500	359.84	503.36	7.38692	1950	1629.47	2189.19	8.93452
520	374.73	523.98	7.42736	2000	1677.52	2251.58	8.96611
540	389.69	544.69	7.46642	2050	1725.71	2314.13	8.99699
560	404.74	565.47	7.50422	2100	1774.06	2376.82	9.02721
580	419.87	586.35	7.54084	2150	1822.54	2439.66	9.05678
600	435.10	607.32	7.57638	2200	1871.16	2502.63	9.08573
620	450.42	628.38	7.61090	2250	1919.91	2565.73	9.11409
640	465.83	649.53	7.64448	2300	1968.79	2628.96	9.14189
660	481.34	670.78	7.67717	2350	2017.79	2692.31	9.16913
680	496.94	692.12	7.70903	2400	2066.91	2755.78	9.19586
700	512.64	713.56	7.74010	2450	2116.14	2819.37	9.22208
720	528.44	735.10	7.77044	2500	2165.48	2883.06	9.24781
740	544.33	756.73	7.80008	2550	2214.93	2946.86	9.27308
760	560.32	778.46	7.82905	2600	2264.48	3010.76	9.29790
780	576.40	800.28	7.85740	2650	2314.13	3074.77	9.32228
800	592.58	822.20	7.88514	2700	2363.88	3138.87	9.34625
850	633.42	877.40	7.95207	2750	2413.73	3203.06	9.36980
900	674.82	933.15	8.01581	2800	2463.66	3267.35	9.39297
950	716.76	989.44	8.07667	2850	2513.69	3331.73	9.41576
1000	759.19	1046.22	8.13493	2900	2563.80	3396.19	9.43818
1050	802.10	1103.48	8.19081	2950	2613.99	3460.73	9.46025
1100	845.45	1161.18	8.24449	3000	2664.27	3525.36	9.48198

3- Diagramme entropique de l'eau



4- Carte psychométrique de l'air humide

