

OFPPT

ROYAUME DU MAROC

مكتب التكوين المهني وإنعاش الشغل

Office de la Formation Professionnelle et de la Promotion du Travail

DIRECTION RECHERCHE ET INGENIERIE DE FORMATION

**RESUME THEORIQUE
&
GUIDE DE TRAVAUX DIRIGES**

MODULE N°7 : THERMODYNAMIQUE

SECTEUR : FROID ET GENIE THERMIQUE

SPECIALITE : GENIE CLIMATIQUE

NIVEAU : TECHNICIEN SPECIALISE



ISTA.ma
Un portail au service
de la formation professionnelle

Le Portail <http://www.ista.ma>

Que vous soyez étudiants, stagiaires, professionnels de terrain, formateurs, ou que vous soyez tout simplement intéressé(e) par les questions relatives aux formations professionnelles, aux métiers, <http://www.ista.ma> vous propose un contenu mis à jour en permanence et richement illustré avec un suivi quotidien de l'actualité, et une variété de ressources documentaires, de supports de formation, et de documents en ligne (supports de cours, mémoires, exposés, rapports de stage ...) .

Le site propose aussi une multitude de conseils et des renseignements très utiles sur tout ce qui concerne la recherche d'un emploi ou d'un stage : offres d'emploi, offres de stage, comment rédiger sa lettre de motivation, comment faire son CV, comment se préparer à l'entretien d'embauche, etc.

Les forums <http://forum.ista.ma> sont mis à votre disposition, pour faire part de vos expériences, réagir à l'actualité, poser des questionnements, susciter des réponses. N'hésitez pas à interagir avec tout ceci et à apporter votre pierre à l'édifice.

Notre Concept

Le portail <http://www.ista.ma> est basé sur un concept de gratuité intégrale du contenu & un modèle collaboratif qui favorise la culture d'échange et le sens du partage entre les membres de la communauté ista.

Notre Mission

Diffusion du savoir & capitalisation des expériences.

Notre Devise

Partageons notre savoir

Notre Ambition

Devenir la plate-forme leader dans le domaine de la Formation Professionnelle.

Notre Défi

Convaincre de plus en plus de personnes pour rejoindre notre communauté et accepter de partager leur savoir avec les autres membres.

Web Project Manager

- Badr FERRASSI : <http://www.ferrassi.com>

- contactez : admin@ista.ma

REMERCIEMENTS

La DRIF remercie les personnes qui ont participé ou permis l'élaboration de ce module de formation.

Pour la supervision :

- M. Rachid GHRAIRI** : Directeur du CDC Génie électrique Froid et Génie Thermique
M. Mohamed BOUJNANE : Chef de pôle Froid et Génie Thermique
Mme. Ilham BENJELLOUN : Formatrice animatrice au CDC FGT

Pour l'élaboration :

Mme NASSIM Fatiha : Formatrice à l'ISGTF

Pour la validation :

- **Mme BOUJNANE Liubov** : Formatrice à l'ISGTF
- **MR ELOUDGHIRI Omar** : Formateur à l'ISGTF
- **MR LAKDARI Ahmed** : Formateur à l'ISGTF

Les utilisateurs de ce document sont invités à communiquer à la DRIF toutes les remarques et suggestions afin de les prendre en considération pour l'enrichissement et l'amélioration de ce programme.

MR. SAID SLAOUI
DRIF

SOMMAIRE

	Page
Présentation du module	6
Résumé de théorie	
I. GENERALITES.	8
I.1.Définitions générales.	8
I.2.Système et milieu extérieur.	12
I.3. Transformations thermodynamiques.	14
II. TRAVAIL ECHANGE ENTRE SYSTEME ET MILIEU EXTERIEUR.	16
II.1.Expression générale du travail.	16
II.2. Travail échangé au cours d'une transformation.	16
II.3. Travail échangé au cours d'un cycle.	17
III. CALORIMETRIE.	
III.1. La chaleur.	18
III.2. Chaleur massique.	18
III.3. Quantité de chaleur échangé par un corps.	18
III.4. Principes fondamentaux de la calorimétrie.	18
III.5. Chaleur sensible et chaleur latente.	21
III.6. Calorimétrie relative aux gaz.	22
IV. LES PRINCIPES DE LA THERMODYNAMIQUE.	26
IV.1.Principe de l'équivalence.	26
IV.2.Premier principe de la thermodynamique.	26
IV.2.1.Energie interne.	26
IV.2.2.Fonction enthalpie.	27
V.Deuxième principe de la thermodynamique	29
V.1.Introduction.	29
V.2.Principes de Carnot.	29
V.3.Sources de chaleur (source froide-source chaude).	29
V.4.moteur thermique.	30
V.5.Machine frigorifique.	30
V.6.Rendement thermodynamique.	30
V.7.Cycle de Carnot.	32
V.8.Entropie.	34

VI. Application de la thermodynamique à l'étude du compresseur (Transformation avec transvasement).	36
VI.I. Transformation polytropique.	36
VI.II. Etude du compresseur alternatif.	37
VI.II.2. Expression du travail total reçu par 1Kg d'air (Travail de transvasement).	37
VI.III. Compresseur à plusieurs étages.	42
VI.IV. Rendement d'un compresseur.	43
VII. Diagrammes thermodynamiques.	46
VII.1. Introduction .	46
VII.2. Diagrammes (P,V) ou diagramme de Clapeyron .	46
VII.3. Diagramme entropique ou diagramme (T,S) .	46
VII.4. Diagramme enthalpique-pression (h,P)	52
Guide de travaux Dirigés	
I. TD1. Définitions générales de la thermodynamique.	63
II. TD2. Calcul du travail échangé au cours d'une transformation.	64
III. TD3. Calcul de la quantité de chaleur échangée et application de La loi des gaz parfaits .	65
IV. TD4. Relation entre travail et quantité de chaleur échangée.	66
V. TD5. Calcul de rendement thermodynamique.	68
VI. TD6. Calcul du travail de transvasement pour système ouvert.	69
VII. TD7. Maîtriser l'utilisation des diagrammes thermodynamiques.	70
Evaluation de fin de formation	78
Liste bibliographique	79

MODULE 7 : THERMODYNAMIQUE

Durée : 51 heures

**OBJECTIF OPERATIONNEL DE PREMIER NIVEAU
DE COMPORTEMENT****Comportement attendu :**

Pour démontrer sa compétence le stagiaire doit :

Maîtriser les bases fondamentales de la thermodynamique, selon les conditions, les critères et les précisions qui suivent :

Conditions d'évaluation :

- A partir de directives données par le formateur.
- A l'aide de la documentation technique donnée par le formateur.
- A partir de mise en situation.

Critères généraux de performance :

- Identification correcte des échanges d'énergie qui existent.
- Identification appropriée des deux principes de la thermodynamique.
- Calcul exact du bilan thermique.

Précisions sur le comportement**Attendu**

- A- Connaître les définitions générales permettant la compréhension de la thermodynamique
- B- Connaître les différents échanges énergétiques
- C- Connaître les deux principes de la thermodynamique
- D- Maîtriser l'utilisation des diagrammes thermodynamiques
- E- Etablir des bilans thermiques et mécaniques

Critères particuliers**de performance**

- Connaissance exacte des échelles thermométriques
- Description juste d'un système
- Description juste d'une transformation thermodynamique
- Etablissement correct de l'expression du travail (cas général et cas particulier)
- Connaissance exacte de l'expression de la quantité de chaleur (cas général et particulier)
- Connaissance juste des énoncés des lois du premier principe
- Connaissance correcte du deuxième principe de la thermodynamique
- Utilisation exacte du diagramme enthalpique
- Utilisation juste du diagramme entropique.
- Calcul juste des échanges thermiques et mécaniques d'une unité
- Calcul exact du bilan général

Champs d'application de la Compétence

Domaines du froid et de la thermique

OBJECTIFS OPERATIONNELS DE SECOND NIVEAU

LE STAGIAIRE DOIT MAITRISER LES SAVOIRS, SAVOIR-FAIRE , SAVOIR PRECEVOIR OU SAVOIR ETRE JUGES PREALABLES AUX APPRENTISSAGES DIRECTEMENT REQUIS POUR L'ATTEINTE DE L'OBJECTIF DE PREMIER NIVEAU, TELS QUE :

Avant d'apprendre à connaître les définitions générales permettant la compréhension de la thermodynamique (A) :

- 1- Définir la température.
- 2- Définir les échelles thermométriques.

Avant d'apprendre à connaître les différents échanges énergétiques (B) :

- 3- Définir le travail.
- 4- Définir la chaleur.
- 5- Définir la chaleur pour un gaz.
- 6- Définir la loi des gaz parfaits.

Avant d'apprendre à connaître les deux principes de la thermodynamique (C) :

- 7- Définir la relation entre le travail et la chaleur.

Avant d'apprendre à maîtriser l'utilisation des diagrammes thermodynamiques (D) :

- 8- Définir l'état physique d'un corps.
- 9- Définir le volume massique.

Avant d'apprendre à établir des bilans thermiques et mécaniques (E) :

- 10- Connaître l'utilisation des appareils de mesure.

PRESENTATION DU MODULE

-Le module de la thermodynamique représente le 7^{ème} module du programme d'étude du technicien en génie climatique.

-Les objectifs visés par l'étude de ce module sont :

*Connaissance des définitions générales permettant la compréhension de la thermodynamique .

*Connaissance des différents échanges énergétiques .

*La définition des deux principes de la thermodynamiques .

*La maîtrise de l'utilisation des diagrammes thermodynamiques .

*L'établissement des bilans thermiques et mécaniques .

-Le contenu du module permet une progression suffisamment lente pour que toute difficulté puisse être surmontée .

**Module : THERMODYNAMIQUE
RESUME THEORIQUE**

CHAPITRE I :**GÉNÉRALITÉS****I.1. DÉFINITIONS GÉNÉRALES**○ **Température**

C'est le niveau auquel l'énergie calorifique se trouve dans un corps. C'est la température qui nous permet de dire qu'un corps est plus au moins chaud qu'un autre.

Le réglage de la température est obtenu par des thermomètres, le plus souvent à dilatation de mercure ou d'alcool.

○ **Echelles thermométriques**

Afin de réaliser la graduation des thermomètres d'une façon commode et facile à reproduire, il a été choisi conventionnellement deux repères A et B (points fixes de l'échelle) correspondant à des températures invariables auxquelles se produisent toujours deux phénomènes physiques qui sont les suivants sous la pression atmosphérique normale :

- La glace d'eau pure fond toujours à la même température.
- La vapeur émise par l'eau pure en ébullition est à température constante.

Le premier phénomène nous permet de déterminer le point fixe A, le second le point fixe B.

○ **Echelle Celsius :**

Si nous affectons au point A la valeur 0 et la valeur 100 au point B et qu'ensuite nous divisons la longueur AB en 100 parties égales nous aurons réalisé une échelle thermométrique dite centésimale ou échelle Celsius dont l'unité est le degré Celsius (°C).

○ **Echelle kelvin ou échelle thermodynamique :**

On démontre en thermodynamique que la température de (-273.15°C) est la température la plus basse qui puisse exister.

Cette température a été appelée «**ZÉRO ABSOLU** ». Dont l'unité est le degré Kelvin (K).

La correspondance entre une température T exprimée en K et la même température θ exprimée en (°C) est :

$$T \text{ (K)} = \theta \text{ (}^\circ\text{C)} + 273,15$$

$$\Delta T \text{ (K)} = \Delta \theta \text{ (}^\circ\text{C)}$$

○ **Echelle Fahrenheit :**

Dans cette échelle la distance AB a été divisée en 180 parties égales et le point A correspond à +32 °F, il en résulte la relation suivante :

$$\theta(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot \theta(^{\circ}\text{C}) + 32$$

$$\Delta\theta(^{\circ}\text{F}) = 1,8 \cdot \Delta\theta(^{\circ}\text{C})$$

○ **Echelle Rankine :**

Divisée de la même façon que l'échelle Fahrenheit et le point A correspond à +492 °R, il en résulte relation suivante :

$$T(^{\circ}\text{R}) = 460 + \theta(^{\circ}\text{F})$$

$$T(^{\circ}\text{R}) = 492 + 1,8 \cdot \theta(^{\circ}\text{C})$$

$$T(^{\circ}\text{R}) = 1,8 \cdot T(\text{K})$$

TABLEAU COMPARATIF DES ÉCHELLES THEMOMÉTRIQUES.

	KELVIN	CELSIUS	RANKINE	FAHRENHEIT
VAPEUR B EAU	373	100	672	212
GLACE A EAU	273	0	492	32
ZERO ABSOLU	0	- 273	0	- 460

Équivalence des températures exprimées en °C et °F :

Pour toute conversion de °C en °F ou l'inverse, situer la valeur de départ dans la colonne ^C et lire sur la même horizontale la valeur correspondante, en °C à gauche et en °F à droite. ^F

Exemple : 75 °C = ? °F

Réponse à droite du niveau 75 de la colonne centrale: 167 °F

94 °F = ? °C

Réponse à gauche du niveau 94 de la colonne centrale : 34,4 °C

°C	C F	°F	°C	C F	°F
-17,8	0	32	-1,1	30	86,0
-17,2	1	33,8	-0,6	31	87,8
-16,7	2	35,6	0,0	32	89,6
-16,1	3	37,4	0,6	33	91,4
-15,6	4	39,2	1,1	34	93,2
-15,0	5	41,0	1,7	35	95,0
-14,4	6	42,8	2,2	36	96,8
-13,9	7	44,6	2,8	37	98,6
-13,3	8	46,4	3,3	38	100,4
-12,8	9	48,2	3,9	39	102,2
-12,2	10	50,0	4,4	40	104,0
-11,7	11	51,8	5,0	41	105,8
-11,1	12	53,6	5,6	42	107,6
-10,6	13	55,4	6,1	43	109,4
-10,0	14	57,2	6,7	44	111,2
-9,4	15	59,0	7,2	45	113,0
-8,9	16	60,8	7,8	46	114,8
-8,3	17	62,6	8,3	47	116,6
-7,8	18	64,4	8,9	48	118,4
-7,2	19	66,2	9,4	49	120,2
-6,7	20	68,0	10,0	50	122,0
-6,1	21	69,8	10,6	51	123,8
-5,6	22	71,6	11,1	52	125,6
-5,0	23	73,4	11,7	53	127,4
-4,4	24	75,2	12,2	54	129,2
-3,9	25	77,0	12,8	55	131,0
-3,3	26	78,8	13,3	56	132,8
-2,8	27	80,6	13,9	57	134,6
-2,2	28	82,4	14,4	58	136,4
-1,7	29	84,2	15,0	59	138,2

°C	C F	°F	°C	C F	°F
15,6	60	140,0	38	100	212
16,1	61	141,8	43	110	230
16,7	62	143,6	49	120	248
17,2	63	145,4	54	130	266
17,8	64	147,2	60	140	284
18,3	65	149,0	66	150	302
18,9	66	150,8	71	160	320
19,4	67	152,6	77	170	338
20,0	68	154,4	82	180	356
20,6	69	156,2	88	190	374
21,1	70	158,0	93	200	392
21,7	71	159,8	99	210	410
22,2	72	161,6	104	220	428
22,8	73	163,4	110	230	446
23,3	74	165,2	116	240	464
23,9	75	167,0	121	250	482
24,4	76	168,8	127	260	500
25,0	77	170,6	132	270	815
25,6	78	172,4	318	280	536
26,1	79	174,2	143	290	554
26,7	80	176,0			
27,2	81	177,8			
27,8	82	179,6			
28,3	83	181,4			
28,9	84	183,2			
29,4	85	185,0			
30,0	86	186,8			
30,6	87	188,6			
31,1	88	190,4			
31,7	89	192,2			
32,2	90	194,0			
32,8	91	195,8			
33,3	92	197,6			
33,9	93	199,4			
34,4	94	201,2			
35,0	95	203,0			
35,6	96	204,8			
36,1	97	206,6			
36,7	98	208,4			
37,2	99	210,2			

○ **ECHANGE DE CHALEUR :**

Lorsque deux corps sont en présence, la chaleur va toujours du corps le plus chaud au corps le plus froid, l'échange ne peut cesser que lorsque l'équilibre thermique est établi.

La chaleur peut se transmettre d'un corps à un autre par trois modes de transfert : conduction, convection et rayonnement.

-PAR CONDUCTION :

La chaleur est transmise par la substance qui constitue le système sans qu'il y ait mouvement des particules, le sens d'écoulement est toujours orienté du chaud vers le froid, la conduction est le seul mécanisme possible d'écoulement de la chaleur dans les solides.

-PAR CONVECTION :

L'écoulement de chaleur est dans ce cas lié au mouvement des particules, c'est le mode d'échange privilégié entre une paroi solide et un fluide.

On distingue deux types de convection :

* Convection libre ou naturelle : qui se fait naturellement

* Convection forcée : fait intervenir un système mécanique telle que pompe ou ventilateur.

-PAR RAYONNEMENT :

Le rayonnement est une propagation d'énergie ne nécessitant pas un milieu matériel intermédiaire, il se fait :

→ Dans le vide.

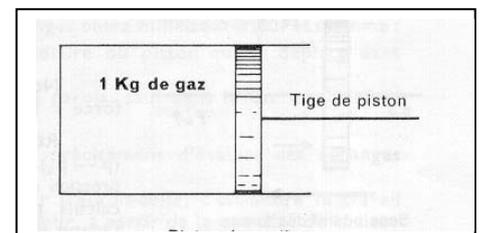
→ Dans un milieu dit transparent.

Le mécanisme du transfert de chaleur par rayonnement fait intervenir dans le cas général une source S qui émet un rayonnement électromagnétique, un milieu intermédiaire M qui transmet tout ou une partie du rayonnement et un récepteur R qui absorbe tout ou une partie du rayonnement transmis.

I.2 . Système et milieu extérieur :

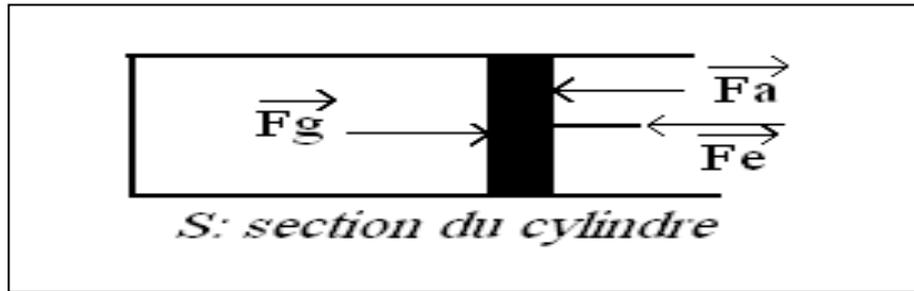
• **Dispositif expérimental :**

On considère comme dispositif expérimental
Une unité de masse de gaz quelconque contenu
Dans un cylindre fermé parfaitement par un
Piston mobile muni d'une tige .



CONDITIONS MECANIQUES :

Le piston se déplace dans le cylindre sans frottement, sa masse est très faible et son mouvement est très lent (le poids du piston est à négliger)



Etude de l'équilibre du piston et de sa tige :

Le système est sollicité par :

- F_g action du gaz enfermé dans le cylindre à la pression P_g .
- F_a action de l'air atmosphérique à la pression P_a.
- F_e action du milieu extérieur sur la tige du piston.

A tout instant les conditions d'équilibre statique ou dynamique s'écrit :

$$F_g + F_a + F_e = 0 \quad \leftrightarrow \quad P_g.S + P_a.S + F_e = 0 \quad (\text{en vecteur})$$

Conditions thermiques :

Au point de vue thermique deux cas sont à envisager :

- a) Le système peut échanger de la chaleur avec l'entourage (à travers les parois du cylindre).
- b) Le cylindre est parfaitement calorifugé, c'est-à-dire étanche à la chaleur.

Système thermodynamique :

Le dispositif expérimental que nous venons de décrire constitue un système, il intéresse ici la masse de gaz de **1 Kg** enfermé dans le cylindre.

Le système est environné par un milieu extérieur qui peut être :

- un air chaud.
- Un air froid.
- F_e action du milieu extérieur sur la tige.

Le milieu extérieur peut agir sur le système par :

- ♦ **Modification de F_e .**
- ♦ **Modification de température.**
- ♦ **Modification de la pression.**

Le système (1Kg de gaz), réagit aux actions du milieu extérieur, sa pression, son volume, sa température se trouvent modifiés et toute modification du volume correspond à un déplacement du piston.

Échange entre système et milieu extérieur :

- Échange de travail.
- Échange de chaleur.

Le but de la thermodynamique est d'évaluer ces échanges de travail et de chaleur.

I.3. Transformations thermodynamiques :

Une transformation correspond à un changement de l'état du système.
Au cours d'une transformation, les caractéristiques susceptibles d'être variés sont :

- Le volume $V(m^3)$
- La pression $P(N/m^2)$
- La température $T(K)$

Remarque : Au cours d'une transformation il peut aussi y avoir un changement d'état physique du système.

Généralement, au cours d'une transformation, l'une des caractéristiques reste constante,

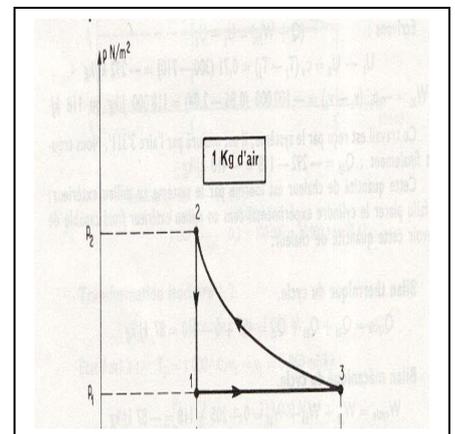
Exemple :

- Transformation isotherme : température constante.
- Transformation isobare : pression constante.
- Transformation isochore : volume constante.
- Transformation adiabatique : entropie constante.
- Transformation isenthalpique : enthalpie constante.

Représentation de certaines transformations dans

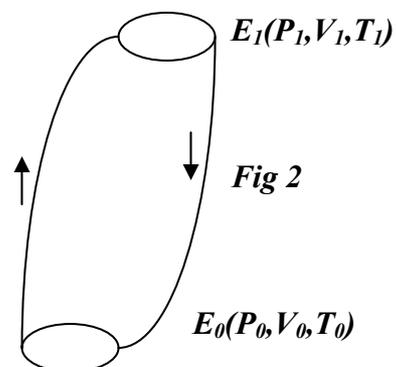
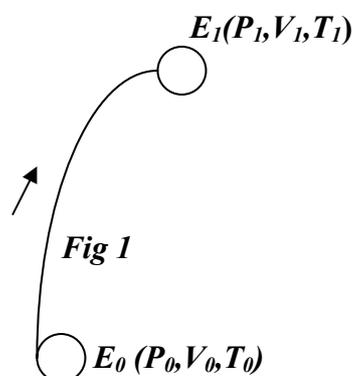
Le plan (P, V)

- 1→2 isobare à la pression constante P
- 2→3 isochore de volume V
- 3→1 isotherme de température T
- (Enthalpie et entropie sont définis plus loin)



Définitions préliminaires :

- État initial : il caractérise l'état du système avant la transformation soit P_o, V_o, T_o (E_o)
- État final : il caractérise l'état du système après la transformation soit P_1, V_1 et T_1 (E_1) (**fig.1**).
- Cycle : Lorsque le système, partant de l'état E_o revient à cet état après avoir subi un certain nombre de transformations, on dit qu'il a parcouru un cycle, (**fig.2**).



Transformation réversible :

C'est une transformation au cours de laquelle le système passe successivement par une infinité d'états intermédiaires constituant chacun un état d'équilibre :

$P_{\text{système}} = P_{\text{ext}}$.

Au cours d'une transformation réversible, on peut faire revenir à chaque instant, le système à son état initial.

Transformation irréversible :

Les transformations réelles sont, par leur nature même irréversibles, Cette irréversibilité est due au fait que les états successifs par les quels passe un système sont des états hors équilibre.

CHAPITRE II : Travail échangé entre un système et le milieu extérieur

II.1 Expression générale du travail :

Le travail élémentaire est l'énergie développée par une force extérieure F
Pour faire déplacer son point d'application de dx :

$$\delta W = F \cdot dx$$

La force F est la résultante des forces de pression extérieure.

$$F = P_{\text{ext}} \cdot S \cdot n \quad \text{avec } n: \text{ vecteur unitaire selon l'axe } x .$$

$$\delta W = P_{\text{ext}} \cdot S \cdot dx \cdot n \quad \text{Avec } dV = S \cdot dx$$

Les vecteurs dx et n : étant de sens contraire .



L'expression générale du travail mécanique élémentaire échangé par le système est donc :

$$\delta W = -P_{\text{ext}} \cdot dV$$

Ainsi :

-Si $dV > 0$, alors $\delta W < 0$; le système cède du travail au milieu extérieur.

-Si $dV < 0$, alors $\delta W > 0$; le système reçoit du travail du milieu extérieur.

- Si $dV = 0$, alors $\delta W = 0$; le système n'échange pas de travail avec le milieu

Extérieur.

II.2.Travail échangé au cours d'une transformation :

L'expression du travail échangé au cours d'une transformation de l'état 1 à l'état 2 est :

$$W_{12} = -\int_1^2 P_{\text{ext}} dV$$

-Transformation isobare : au cours de laquelle la pression est non seulement uniforme mais constante de l'état initial 1 à l'état final 2.

Le travail échangé est :

$$W_{12} = -P_{\text{ext}} \cdot (V_2 - V_1)$$

-Transformation réversible d'un fluide homogène :

Dans ce cas, il y a équilibre mécanique à chaque instant de la transformation :

$P_{\text{ext}} = P_{\text{fluide}} = P(V, T)$ où P est la pression du fluide homogène.

$$\delta W_R = -P(V, T) \cdot dV$$

L'intégration de W_R n'est alors possible que si on connaît la loi de variation de P en fonction de V entre les états 1 et 2.

D'où
$$W_{12R} = -\int_1^2 P(V, T) \cdot dV$$

-Transformation réversible isotherme :

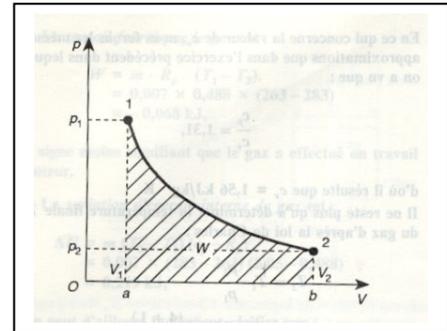
Au cours de laquelle la température reste constante.

$T = \text{cte}$; d'où $PV = \text{cte} = P_1 V_1 = P_2 V_2 = n \cdot R \cdot T$

$$P = P_1 V_1 / V = P_2 V_2 / V$$

D'où
$$W_{12} = -P_1 V_1 \int_1^2 (dV / V)$$

$$W_{12} = -P_1 V_1 \ln(V_2 / V_1)$$



Remarque : le travail ainsi déterminé représente l'aire hachurée au dessous de la transformation.

II.3. Travail échangé au cours d'un cycle :

Soit une masse de gaz qui parcourt le cycle suivant.

Déterminer le travail de ce cycle (W_{cy}).

$$W_{\text{cy}} = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41}$$

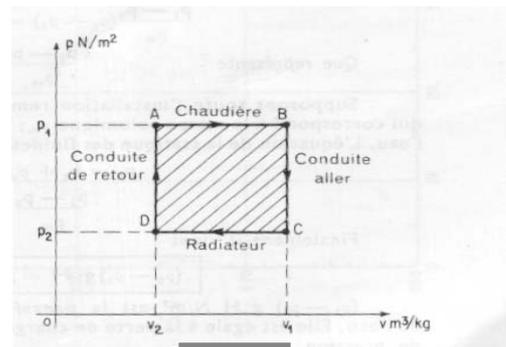
$$W_{12} = -P_1 \int_1^2 dV = -P_1(V_2 - V_1) \quad \text{avec } P_{\text{ext}} = P$$

$$W_{23} = 0 \quad V = \text{cte} \quad \text{d'où } dV = 0$$

$$W_{34} = -P_2(V_1 - V_2) \quad ; \quad \text{avec } P_{\text{ext}} = P_2$$

$$W_{41} = 0 \quad ; \quad V = \text{cte} \quad \text{d'où } dV = 0$$

$$\text{Donc } W_{\text{cyc}} = (V_2 - V_1)(P_2 - P_1)$$



Remarque : le travail du cycle représente l'aire hachurée du Parralléogramme (1,2,3,4,1) .

Conclusion : $W_{\text{cyc}} = \text{aire du cycle}$

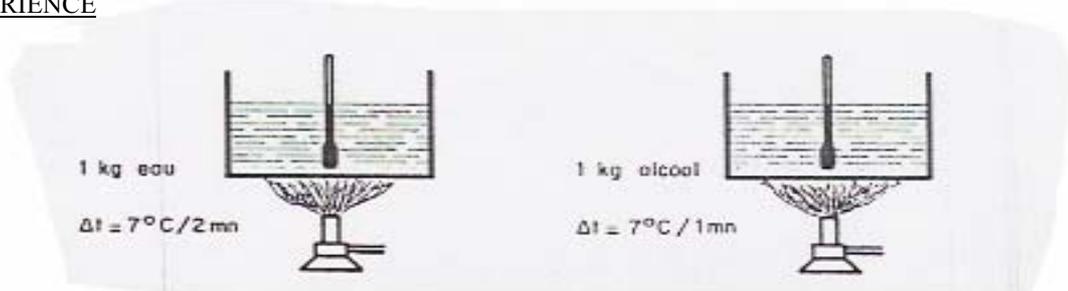
CHAPITRE III :**CALORIMÉTRIE**

La calorimétrie est la science qui étudie tout ce qui se rapporte à la chaleur et aux échanges de chaleur.

III.1 La chaleur :

Tous les corps, qui se présentent à nous sous l'un des trois aspects physiques contiennent en eux même une certaine quantité de chaleur (énergie calorifique) est situé à un niveau qui nous est précisé par la température du corps.

On sait repérer avec précision cette température.

III.2 La chaleur massique :**EXPÉRIENCE**

-Plaçons 1 Kg d'eau dans un récipient et chauffons avec un bec bunsen régulièrement .Nous constatons qu'au bout de 2 minutes, l'élévation de température est de 7 °C.

-Répétons la même expérience en remplaçant le Kg d'eau par **1 Kg d'alcool**. Le bec bunsen brûle toujours dans les mêmes conditions .On observe qu'il suffit d'une minute environ pour avoir la même élévation de température de 7°C.

-**des masses égales de substances différentes** exigent des quantités de chaleur différentes pour subir le même échauffement .on dit que ces substances n'ont pas la même **chaleur massique** d'échauffement.

-**la chaleur massique d'une substance (anciennement chaleur spécifique) est la quantité de chaleur nécessaire pour élever de 1, 5 à 15, 5 °C la température de 1 Kg de cette substance.**

III. 3 Quantité de chaleur échangée par un corps :

En désignant par C la chaleur massique d'un corps, on peut déterminer la quantité de chaleur qu'il faudra fournir à la masse m de ce corps pour élever sa température de t_1 à t_2 :

$$Q_{12} = m \cdot C \cdot (t_2 - t_1)$$

Avec C : chaleur massique moyenne dans l'intervalle de température t_1 à t_2 .

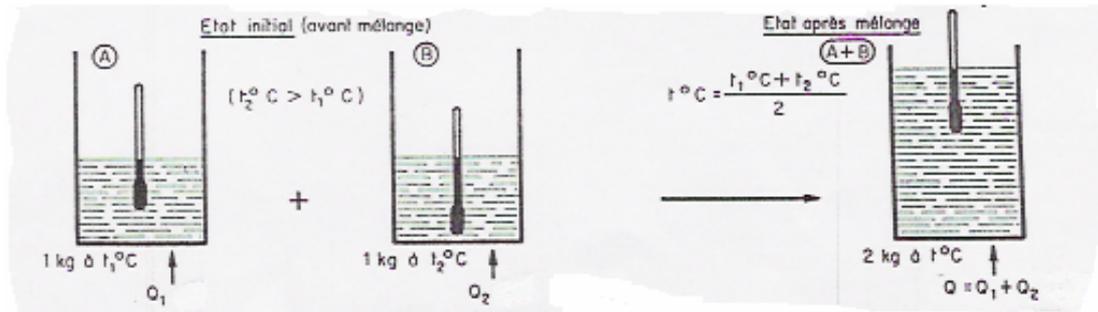
III. 4 Principes fondamentaux de la calorimétrie.

La calorimétrie est basée sur deux principes :

A /Lorsqu'il y a échange de chaleur entre 2 corps, la quantité de chaleur gagnée par l'un est égale à la quantité de chaleur perdue par l'autre.

Ce principe n'est évidemment applicable que si les échanges de chaleur ne sont accompagnés d'aucun travail. Il ne se démontre pas, mais il est vérifié par l'expérience.

Expérience : -conservation de la quantité de chaleur dans l'hypothèse d'échange de chaleur sans production de travail et sans pertes.



-un récipient **A** contient **1Kg** d'eau à t_1 °C . ce **Kg** d'eau a emmagasiné Q_1

-un récipient **B** contient **1Kg** d'eau à t_2 °C . ce **Kg** d'eau a emmagasiné Q_2

Admettons que t_2 soit plus grand que t_1 .

- Si nous vidons le récipient B dans le récipient A, il y aura échange de chaleur entre l'eau de **B** et l'eau de A. l'eau B en se refroidissant cèdera de la chaleur à l'eau A qui se réchauffera.
- Au bout d'un certain temps, le thermomètre placé dans **(A+B)** se stabilisera. Il n'y aura plus d'échange de chaleur possible entre **A** et **B**.

Il est évident que la température t indiquée par le thermomètre sera la moyenne des températures t_1 et t_2 . On peut retrouver ce résultat par le calcul.

Admettant qu'il n'y ait aucun échange de chaleur avec l'extérieur, nous pouvons écrire :

$Q = Q_1 + Q_2$ (définition de la somme de 2 quantités de chaleur) et montrer que :

$$t = (t_1 + t_2) / 2$$

En effet, nous avons : -chaleur perdue par **B** = $m_2 \cdot C \cdot (t_2 - t)$

-chaleur reçue par **A** = $m_1 \cdot C \cdot (t - t_1)$

Appliquons le premier principe de la calorimétrie :

$$\text{Chaleur perdue} = \text{Chaleur reçue}$$

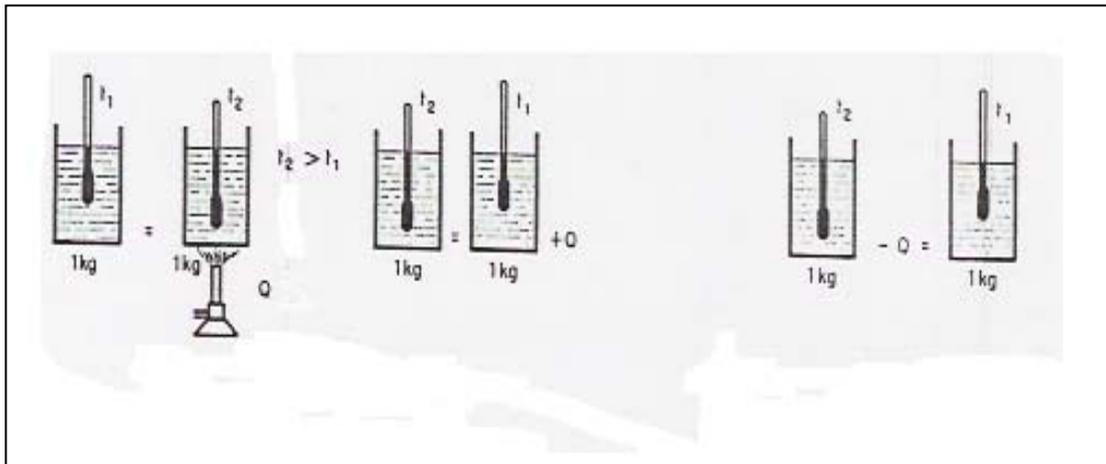
$$m_2 \cdot C \cdot (t_2 - t) = m_1 \cdot C \cdot (t - t_1) \quad \text{d'où} \quad t = (m_1 \cdot t_1 + m_2 \cdot t_2) / (m_1 + m_2)$$

$$\text{Dans ce cas } m_1 = m_2 \quad \text{d'où} \quad t = (t_1 + t_2) / 2$$

B / La quantité de chaleur fournie à un corps au cours d'une certaine transformation est égale à la quantité de chaleur que cède ce corps au cours de la transformation inverse.

Des exemples expliciteront ce 2^{ème} principe :

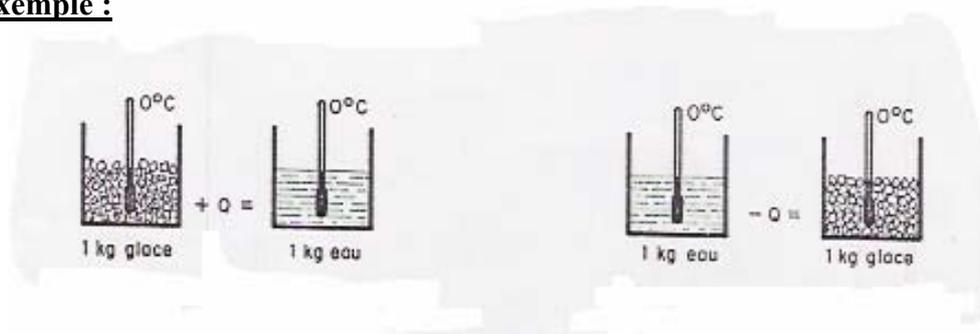
1^{er} exemple :



Pour faire passer 1 Kg d'eau de la température t_1 à la température t_2 , le bec bunsen doit fournir une quantité de chaleur Q .

En passant de la température t_2 à la température t_1 , le Kg d'eau doit céder au milieu extérieur (air) une quantité de chaleur Q .

2^{ème} exemple :

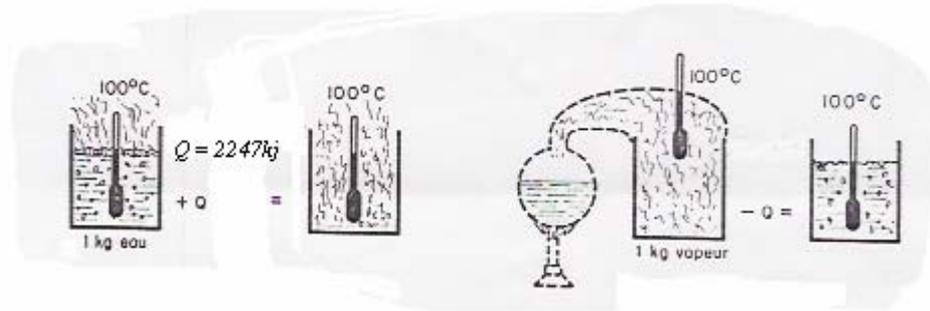


Pour faire fondre 1 Kg de glace à 0°C , il faut lui fournir 335 kJ on obtient 1 Kg d'eau à 0°C

Pour obtenir 1 Kg de glace à 0°C , à partir de 1 Kg d'eau à 0°C , il faut retenir 335 kJ à l'eau

(La quantité $Q = 335 \text{ KJ}$ est appelée : **CHALEUR DE FUSION DE LA GLACE**)

3^{ème} exemple :



Pour vaporiser complètement 1 Kg d'eau à 100°C, il faut lui fournir 2247 KJ. On obtient 1 Kg de vapeur à 100 °C.

Pour condenser 1 Kg de vapeur prise à 100 °C, il faut lui retirer 2247 KJ. On obtient 1 Kg d'eau à 100 °C

(La quantité $Q = 2247\text{kJ}$ est appelée : chaleur de vaporisation de l'eau) à la pression atmosphérique normale.

Expériences effectuées à la pression atmosphérique normale.

Unités de quantité de chaleur :

Unité du S.I. : le Joule (J)

Autres unités : (hors système S.I)

La calorie : cal

La thermie : th

La frigorie : Fg

Correspondance entre les différentes unités :

$$1 \text{ cal} = 4,1855 \text{ J}$$

$$1 \text{ Fg} = -1 \text{ Kcal}$$

$$1 \text{ th} = 10^6 \text{ cal}$$

III .5 Chaleur sensible et chaleur latente :

- Chaleur sensible :

L'absorption de chaleur sous cette forme se manifeste par une élévation ou diminution de température du corps sans modification d'état physique de celui-ci .

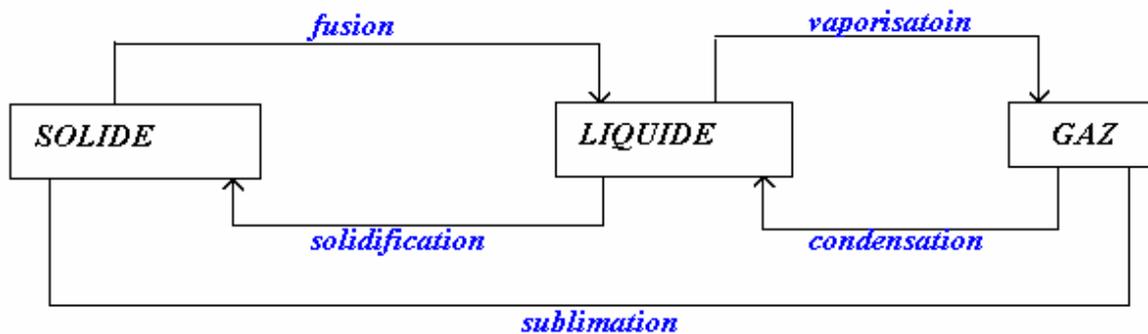
- Chaleur latente :

C'est la chaleur nécessaire au changement d'état physique du corps. Elle est caractérisée par une constance de température.

CHALEUR TOTALE = CHALEUR SENSIBLE + CHALEUR LATENTE

-Changements d'état physique :

Les états de la matière :



III. 6 Calorimétrie relative aux gaz :

a) Notion d'équation d'état :

Soit une masse invariable de nature quelconque son état physique est déterminé par 3 variables : P, V, T, ces trois grandeurs ne sont pas indépendantes et qu'il existe une relation entre eux, cette relation est appelée équation d'état $f(P, V, T) = 0$

Remarque :

En général cette équation pour un gaz quelconque n'est connue que d'une manière empirique.

b) Les 3 lois approchées d'une masse m de gaz :

L'étude expérimentale aux faibles pressions permet d'établir les lois limites pour les gaz :

♦ loi de Mariotte : établie à $T = cte$
 $P.V = cte$

♦ loi de Gay Lussac : établie à $P = cte$

Dans une transformation isobare la loi de variation de V entre 0°C et $t^\circ\text{C}$ est :

$$V = V_0 (1 + \alpha.t)$$

α : coefficient moyen d'augmentation de volume entre 0°C et $t^\circ\text{C}$ est :

+ Loi de CHARLES : établie à $V = cte$

Dans une transformation isochore la loi de variation de P entre 0°C et $t^\circ\text{C}$ est :

$$P = P_0 (1 + \beta.t)$$

β : coef d'augmentation de pression entre 0°C et $t^\circ\text{C}$.

L'expérience a montré que quelle que soit la nature du gaz :

$$\alpha = \beta = 1/273,15$$

c) Equation caractéristique d'un gaz parfait :

- les gaz parfaits :

Sont des gaz idéaux qui obéissent à la loi de Mariotte, la loi de Gay-Lussac, la loi de Charles et la loi de Joule.

- Equation caractéristique :

Considérons une masse de gaz de 1kg, nous lui faisant subir deux transformations 1-2 et 1-3 et à partir d'un même état initial 1.

$$\begin{array}{l} \text{Etat 1 : } P_0, V_0, t_0 = 0^\circ\text{C} \\ \text{Transformation 1-2 } \{ \\ \text{Etat 2 : } P, V, t \end{array}$$

$$\begin{array}{l} \text{Etat 1 : } P_0, V_0, t_0 = 0^\circ\text{C} \\ \text{Transformation 1-3 } \{ \\ \text{Etat 3 : } P_0, V_3, t \end{array} \quad \text{Transformation isobare } P = P_0$$

Loi de Gay Lussac : pour la transformation 1-3

$$V_3 = V_0 (1 + t/273)$$

Loi de Mariotte : pour la transformation 2-3 $PV = \text{cte}$

$$PV = P_0V_3 = P_0V_0 (1 + t/273)$$

On pose $r = P_0V_0/273$ et $T = t + 273$

$$\begin{array}{l} \text{Finalement on aura : } P V = r T \quad m = 1\text{kg} \\ PV = m r T \quad m \neq 1\text{kg} \end{array}$$

C'est l'équation caractéristique d'un gaz parfait d'une importance capitale en thermodynamique.

➤ Signification de r :

On a écrit $r = P_0V_0/273$

P_0 : pression du gaz à 0°C

V_0 : volume occupé par 1kg de gaz ou (volume massique) pour un gaz donné le produit

P_0V_0 a une valeur déterminée. r est donc une cte pour un gaz donné.

➤ Unité de r :

$$r = P_0V_0/T_0 = (\text{N/m}^2 \times \text{m}^3/\text{kg})/\text{K} = \text{N.m}/\text{K.kg} \quad (\text{J/kg.K})$$

➤ Calcul de r pour un gaz donné (cas de l'air) :

On sait que 1m^3 d'air à 0°C et à la pression de 760mmHg

Soit 101300 N/m^2 a une masse de $1,293\text{ kg}$.

$$V = 1/1,293 = 0,774\text{ m}^3/\text{kg} \quad P_0 = 1,013 \cdot 10^5\text{ N/m}^2$$

$$\text{D'où } r = (1,013 \cdot 10^5 \times 0,774) / 273 \approx 287\text{ J/kg.K}$$

$$r = 287\text{ J/kg.K}$$

Pour l'oxygène on retrouve $r = 260\text{ J/kg K}$

REMARQUE :

Au lieu de considérer un kg de gaz, on peut considérer une mole de gaz.

Une mole de G P quelconque dans les conditions normales 0°C et 1 atm occupe un volume $V = 22,4\text{ l}$.

Dans ce cas pour une mole :

$$PV = RT \quad R = PV / T = (1,013 \cdot 10^5 \times 22,4 \cdot 10^{-3}) / 273$$

$$R = 8,32\text{ J/mol.K}$$

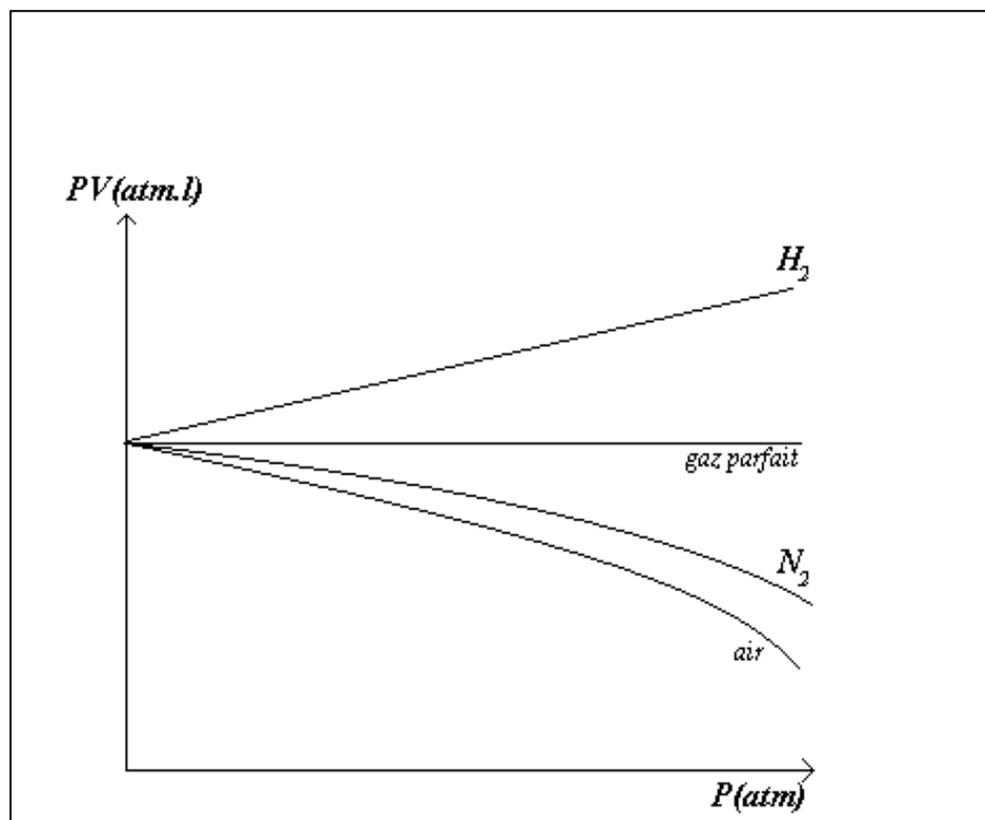
Pour n moles $PV = n RT$ $n = m/M$ M : masse molaire du gaz.

d) Approches expérimentales des gaz réels a un gaz parfait :

La figure ci-dessous représente la variation du produit (PV) en fonction de P à

$T = \text{cte} = 0^\circ\text{C}$

En Conclusion : Dans un domaine de pressions peu élevées et de températures modérées, On peut assimiler un gaz quelconque à un gaz parfait.



e) Coefficients calorimétriques :

Pour une mole de gaz la quantité de chaleur élémentaire δQ s'exprime en fonction de deux variables indépendamment choisies :

$$\begin{array}{ll} \delta Q = C_V dT + l dV & \text{variables (T, V)} \\ \delta Q = C_P dT + h dP & \text{" " (T, P)} \\ \delta Q = \lambda dP + \mu dV & \text{" " (P, V)} \end{array}$$

Les coefficients : $C_V, C_P, \lambda, l, h, \mu$ sont appelés coefficients calorimétriques. Dans le cas de gaz parfait on démontre que :

$$\begin{array}{ll} l = P & \lambda = C_V \cdot (V/R) \\ h = -V & \mu = C_P \cdot (P/R) \end{array}$$

C_V et C_P sont les chaleurs massiques à volume constant et à pression constante.

Relation entre C_V et C_P pour un gaz parfait :

Relation de Mayer : $c_p - c_v = r$ Chaleur massique.
 $C_P - C_V = R$ Chaleur molaire.

Relation entre les constantes des gaz parfaits r et R :

$$r = R / M \quad \text{avec } M : \text{masse molaire du gaz}$$

f) Equation de la transformation adiabatique :

Une transformation adiabatique s'effectue sans échange de chaleur avec le milieu Extérieur.

$$\delta Q = 0 \quad \leftrightarrow \quad \lambda dP + \mu dV = 0 \quad (1)$$

Pour un gaz parfait $\lambda = C_V \cdot (V/R); \quad \mu = C_P \cdot (P/R)$

D'où (1) devient $dP/P + \gamma dV/V = 0$ avec $\gamma = C_P/C_V$

Après intégration on trouve : $PV^\gamma = cte$

C'est l'équation d'une transformation adiabatique.

De même $T V^{\gamma-1} = cte$
 $TP^{\gamma-1/\gamma} = cte$

CHAPITRE IV :**LES PRINCIPES DE LA THERMODYNAMIQUE****-Principe de l'équivalence
-Premier principe de la thermodynamique****VI.1- Principe de l'équivalence : (énoncé par joule en 1842).**

Une masse de 1 kg de fluide parcourant un cycle après avoir subi un certain nombre de transformations, échange du travail et de la chaleur avec le milieu extérieur. Nous savons déterminer ce travail, on va s'occuper maintenant de la quantité de chaleur échangée.

Enoncé du principe :

Au cours d'un cycle la somme algébrique des quantités de chaleur et de travail reçus ou fournies par le système est nulle.

$$\text{On écrit : } (Q+W)_{\text{cycle}} = 0$$

Q_{cycle} = quantité de chaleur échangée au cours du cycle.

W_{cycle} = travail échangée au cours du cycle.

La relation : $(Q+W)_{\text{cycle}} = 0$ traduit bien l'équivalence entre travail et chaleur échangés au cours du cycle.

Ecrire ainsi cette relation suppose que l'énergie thermique Q et le travail W sont exprimés avec la même unité.

Si W exprimé en joule

Et Q exprimé en cal

Donc il faut multiplier Q par le facteur J qui présente des joules par calorie :

$$(W+JQ)_{\text{cycle}} = 0$$

$$\text{Ou bien : } (W/Q)_{\text{cycle}} + J = 0$$

$$\text{Avec : } J = 4,18 \text{ J/cal.}$$

IV -2- Premier Principe de la thermodynamique :**VI-2.1- énergie interne :**

Enoncé : A tout système thermodynamique on peut associer une grandeur U appelée énergie interne qui possède les propriétés suivantes :

- ✓ U est une fonction d'état.
- ✓ U est une grandeur extensive.
- ✓ La variation de U au cours d'une évolution infinitésimale du système échangeant uniquement du travail et de la chaleur est :

$$dU = \delta W + \delta Q$$

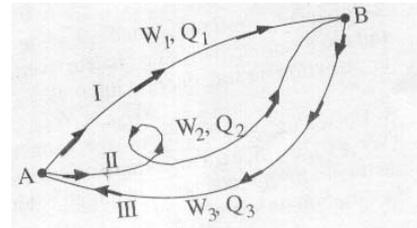
Existence d'une fonction d'état associée à tout système thermodynamique : l'énergie interne :

Considérons un système thermodynamique fermé, évoluant d'un état initial A à un état final B par deux chemins différents I et II échangeant avec l'extérieur du travail et de la chaleur ; ce système peut revenir à son état initial A par un troisième chemin III (voir fig.)

L'application du principe d'équivalence ;

$$\text{Au cycle : } A \xrightarrow{\text{I}} B \xrightarrow{\text{III}} A$$

$$\text{OU : } A \xrightarrow{\text{II}} B \xrightarrow{\text{III}} A$$



donne dans tous les cas : $W_{cy} + Q_{cy} = 0$

Avec : $W_{cy} = W_1 + W_3$ ou $W_{cy} = W_2 + W_3$

Et $Q_{cy} = Q_1 + Q_3$ ou $Q_{cy} = Q_2 + Q_3$

Donc : $W_1 + Q_1 = -(W_3 + Q_3)$ ou $W_2 + Q_2 = -(W_3 + Q_3)$

$$\text{D'ou : } W_1 + Q_1 = W_2 + Q_2$$

La somme du travail et de la chaleur échangés par un système passant d'un état initial A à un état final B est donc indépendante du chemin suivi et ne dépend que des états extrêmes A et B.

$$\Delta U = W + Q$$

L'énergie interne ne dépend que de l'état initial et de l'état final donc c'est une fonction d'état.

$$dU = \delta W + \delta Q$$

δW et δQ ne sont pas des fonctions d'état.

Cas particulier :

1. Lorsqu'un système est isolé, son évolution se fait sans échange de travail et de chaleur.

La variation de son énergie interne est par conséquent nulle : $\Delta U_{\text{isolé}} = 0$

2. Lorsqu'un système fermé est siège d'une transformation adiabatique ; $\delta Q = 0$

$$\Delta U_{\text{ad}} = W_{\text{ad}}$$

3. Lorsqu'un système fermé est siège d'une transformation isochore ; son évolution se fait alors sans échange de travail mécanique ;

$$\Delta U_v = Q_v \quad ; \quad (W_v = 0)$$

VI-2.2-Fonction enthalpie :

L'enthalpie H est définie à partir de l'énergie interne de la manière suivante :

$$H = U + PV \quad ; \quad H \text{ est une fonction d'état.}$$

Pour un système fermé, son expression différentielle est donc :

$$dH = dU + d(PV) \quad \text{avec} \quad d(PV) = PdV + VdP$$

➤ **Cas particulier :**Transformation isobare : $P = P_0 = \text{cte}$

$$\Delta H = \Delta U + \Delta(PV)$$

$$\text{d'où : } \Delta H = \Delta U + P_0 \Delta V \quad \text{avec } \Delta P = 0$$

$$\text{or : } \Delta U = Q + W = Q - P_0 \Delta V$$

$$\text{finalement : } \Delta U = Q \quad \text{à } P = \text{cte}$$

Ce qu'on trouve dans les cycles frigorifiques.

➤ **Energie interne U pour un gaz parfait :**

Pour une mole de gaz parfait :

$$dU = \delta W + \delta Q \quad ; \quad \delta Q = C_v dT + l dV$$

$$\text{avec : } l = P$$

$$dU = -PdV + C_v dT + PdV$$

$$\text{donc : } dU = C_v dT$$

$$\text{et } \Delta U_{12} = C_v (T_2 - T_1)$$

Donc la variation de l'énergie interne pour un gaz parfait ne dépend que de la température.

Variation d'enthalpie pour un gaz parfait :(1 mole)

$$\Delta H = \Delta U + \Delta(PV) \quad ; \quad PV = RT \quad ; \quad \Delta(PV) = R \Delta T$$

$$\Delta H = C_v \Delta T + R \Delta T \quad ; \quad R = C_p - C_v$$

$$\text{donc : } \Delta H_{12} = C_p \Delta T = C_p (T_2 - T_1)$$

La variation d'enthalpie pour un gaz parfait ne dépend que de la température.

➤ **Conclusion :**

Dans une transformation isotherme d'un G.P

$$T = \text{cte} \quad \Delta U = 0 \quad , \quad U = \text{cte}$$

$$\Delta H = 0 \quad , \quad H = \text{cte}$$

CHAPITRE V : 2^{ème} PRINCIPE DE LA THERMODYNAMIQUE.

V-1-Introduction :

Le 1^{er} principe de l'équivalence se traduit par la relation :

$$W_{cy} + Q_{cy} = 0$$

Il nous permet de calculer W et Q pour chaque transformation donc de déterminer W_{cy} et Q_{cy} , mais il nous n'indique pas comment doit être organisé un tel cycle, au cours duquel de la chaleur est transformée en travail.

Les cycles comprenaient trois transformations , parfois quatre dans certains cas.

- Etaient- ils logiquement organisés ?
- Etaient- ils de bonne qualité ?
- Pouvaient-ils être exploitables industriellement ?

Après étude du 2^{ème} principe nous pourrons répondre à ces questions.

V-2-Principe de Carnot :

Il peut s'énoncer de la façon suivante :

« Au cours d'un cycle, le système qui le parcourt doit échanger de la chaleur d'une part avec un milieu extérieur chaud, d'autre part avec un milieu extérieur froid. »

Le principe de Carnot peut encore s'énoncer de la façon suivante :

« La chaleur ne peut passer d'elle même d'un milieu extérieur froid à un milieu extérieur chaud. »

V- 3-Source chaude, source froide .

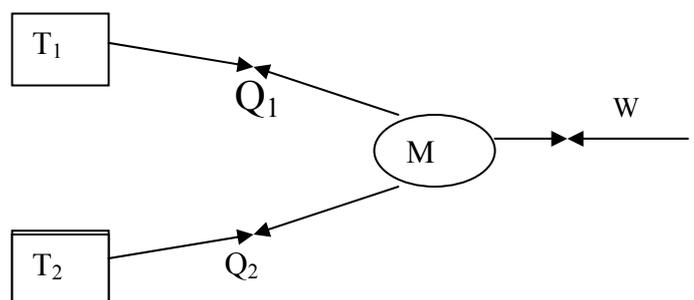
On considère deux sources de chaleur et une machine M qui

reçoit ou fournit un travail W .

SOURCE 1 : à la température T_1
et qui reçoit (ou fournit) Q_1 .

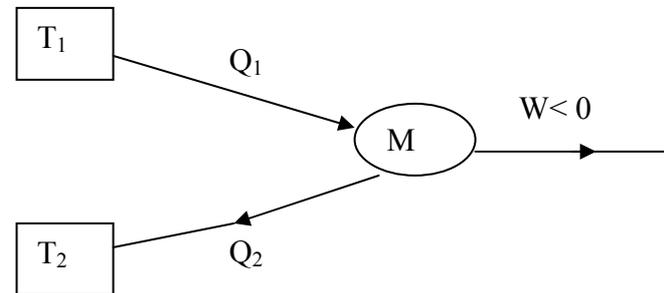
SOURCE 2 : à la température T_2
et qui reçoit(ou fournit) Q_2 .

Si $T_1 > T_2$ on dira que la source à la température T_1 est la source chaude et celle à la température T_2 est la source froide.



V-4-Moteur thermique (ou cycle moteur) :

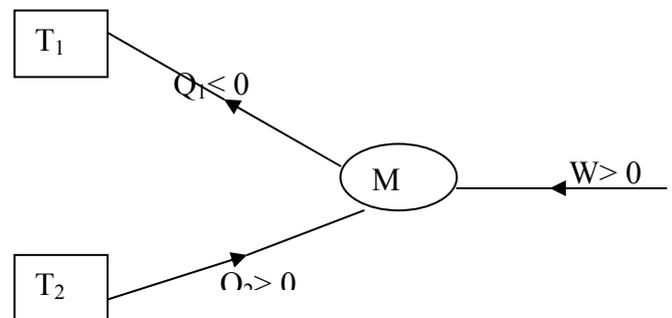
Le moteur thermique cède du Travail au milieu extérieur
Donc : $W < 0$; et reçoit de la Chaleur Q_1 du combustible (essence) à température T_1 et cède une fraction de chaleur Q_2 au milieu extérieur (environnement) à $T^\circ = T_2$ donc le principe de Carnot s'énonce autrement :



un cycle moteur à 2 sources de chaleur reçoit de la chaleur de la source chaude et en cède une fraction à la source froide en donnant un travail.

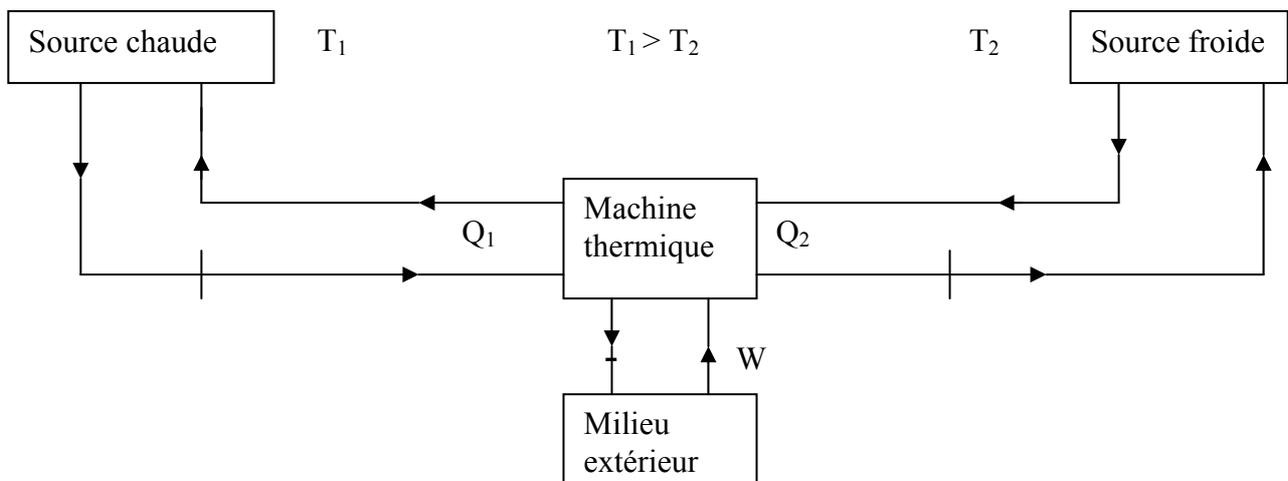
V- 5- Machine frigorifique :

Reprenant le cas précédent en Sens inverse. Dans ce cas la machine **M** reçoit du travail $W > 0$ et reçoit De la chaleur $Q_2 > 0$ de la source Froide à température T_2 et cède de La chaleur $Q_1 < 0$ à la source chaude Une telle machine qui fonctionne Selon ce principe c'est la machine frigorifique le principe de Carnot s'énonce autrement :



La chaleur cédée à la source chaude est égale à celle perdue par la source froide augmenté de l'équivalent thermique du travail mécanique reçu

V-6-Rendement thermodynamique :



→ Moteur thermique

_____ Machine frigorifique et pompe à chaleur.

✓ **Cas du moteur thermique.**

✓ Q_1 : est la quantité de chaleur nécessaire pour obtenir la quantité de travail W donc Q_1 sont les dépenses.

W : l'énergie mécanique fournit par le moteur se sont les recettes.

D'ou le rendement :

$$\eta = \text{recette} / \text{dépense} \qquad \eta = - W / Q_1$$

Le signe (-) car W et Q_1 sont de signe contraire.

d'après le 1^{er} principe : $W + Q_1 + Q_2 = 0$

D'ou $-W = Q_1 + Q_2$

$$\eta = (Q_1 + Q_2) / Q_1 \quad ; \quad \eta = 1 + (Q_2 / Q_1)$$

✓ **Cas de la machine frigorifique :**

Son rôle est d'extraire une quantité de chaleur Q_2 de la source froide ($Q_2 > 0$) en recevant un travail W du milieu extérieur $W > 0$ et en fournissant une quantité de chaleur Q_1 ($Q_1 < 0$) à la source chaude. Le coefficient d'efficacité ou de performance est encore le rapport recette sur dépense soit :

$$\varepsilon = \text{COP} = Q_2 / W$$

d'après le 1^{er} .P : $W = -(Q_1 + Q_2)$

$$\varepsilon = - Q_2 / (Q_1 + Q_2)$$

✓ **Cas de la pompe à chaleur :**

Son rôle est de fournir une quantité de chaleur Q_1 ($Q_1 < 0$) à la source chaude (air de la salle à chauffer) en recevant un travail du milieu extérieur ($W > 0$) et une quantité de chaleur Q_2 ($Q_2 > 0$) de la source froide (atmosphère).

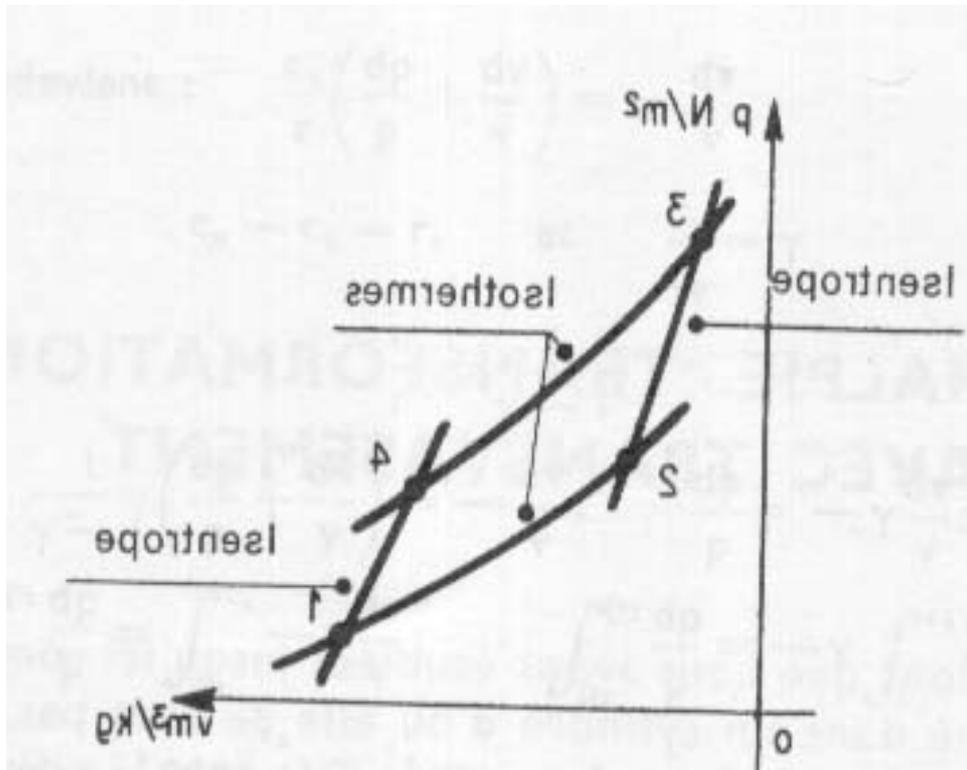
Il existe 4 types de pompes à chaleur :

- 1- La pompe à chaleur air⁽¹⁾-air : c'est la pompe la plus répandue pour la bonne raison que l'atmosphère constitue une source froide universellement présente.
- 2- La pompe à chaleur eau⁽¹⁾-eau
- 3- La pompe à chaleur air⁽¹⁾- eau: elle permet de réchauffer, par exemple, l'eau d'une piscine ou d'une cuve à eau en extrayant de la chaleur de l'air extérieur.
- 4- La pompe à chaleur eau- air : elle permet de réchauffer, par exemple, l'air d'une habitation ou d'une serre agricole en extrayant de la chaleur de l'eau d'un bac, d'un fleuve, ou d'un puits, ect...

Nota(1) : La source froide est toujours mentionnée la première.

V-7-Cycle de Carnot :

C'est un cycle thermodynamique réversible décrit entre 2 sources, pour que les échanges de chaleur entre le système et la source soient réversibles il faut que leurs températures soient les mêmes donc dans un tel cycle appelé cycle réversible ditherme, il comprend deux isothermes T_1 et T_2 reliées par deux adiabatiques.



a-Cycle moteur :

$$\eta = 1 + Q_{12} / Q_{34}$$

Calcul de Q_{12} :

$$T = \text{cte} \quad \Delta U = 0 ; \quad \text{donc : } Q_{12} = -W_{12} = \int_1^2 P \cdot dV$$

$$Q_{12} = R T_2 \ln V_2/V_1 < 0$$

Calcul de Q_{34} :

$$T = \text{cte} \quad \Delta U = 0 \quad Q_{34} = R T_1 \ln V_4/V_3 > 0$$

$$\text{Donc : } \eta = 1 + \frac{T_2 \ln V_2/V_1}{T_1 \ln V_4/V_3}$$

Relation entre V_2/V_1 et V_4/V_3

à l'isotherme T_2 on écrit $P_1 V_1 = P_2 V_2$ (1)

$$T_1 \text{ on écrit } P_3V_3 = P_4V_4 \quad (2)$$

$$\text{Pour les transformations ; on écrit : } P_2V_2^\gamma = P_3V_3^\gamma \quad (3)$$

$$\text{Adiabatiques } P_1V_1^\gamma = P_4V_4^\gamma \quad (4)$$

Des équations (1), (2), (3) et (4) on aboutit à la relation

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

Donc le rendement s'écrit $\eta = 1 - T_2/T_1 = 1 - Q_{12}/Q_{34}$

$$\text{D'où : } \frac{Q_{12}}{Q_{34}} + \frac{T_2}{T_1} = 0 \quad \text{formule de Clausius}$$

Cette relation est valable pour tout cycle réversible ditherme.

$T_1 > T_2$ donc T_1 est la T° de la source chaude (T_c)

T_2 est la T° de la source froide (T_f)

On peut écrire : $\eta = 1 - T_f/T_c$

b) Pour une machine frigorifique :

$$\varepsilon = -Q_2/(Q_1+Q_2)$$

D'après la formule de Clausius on a : $-Q_1/Q_2 = T_1/T_2$

$$\varepsilon = T_2 / (T_1 - T_2) = T_f / (T_c - T_f)$$

c) Pour une pompe à chaleur :

$$\varepsilon = -Q_1/W = Q_1/(Q_1+Q_2)$$

$$\varepsilon = T_1 / (T_1 - T_2) = T_c / (T_c - T_f)$$

Exemple :

Un cycle de Carnot fonctionne entre 2 sources aux températures :

$T_c = 500 \text{ K}$ et $T_f = 300 \text{ K}$

La source froide est constituée ici par l'air atmosphérique à la température $T_f = 300 - 273 = 27^\circ\text{C}$

Rendement thermodynamique $\eta_{th} = 1 - T_f/T_c = 1 - 300/500 = 0,40$

Nous avons donc transformé en travail, but de la machine, 40% seulement de la chaleur qu'il a fallu dépenser sous forme de combustible. La source froide, l'air qui nous entoure a absorbé 60% de cette chaleur.

2°) Supposons maintenant que la température de la source chaude passe de la valeur précédente 500 K à 1000 K

Nous trouvons $\eta_{th} = 1 - 300/1000 = 0,70$

L'opération est nettement plus avantageuse puisque 70% de la chaleur dépensée est transformée en travail.

L'expression $\eta_{th} = 1 - T_f/T_c$ montre d'ailleurs l'intérêt d'avoir une source froide très froide et une source chaude très chaude.

3°) Nous constatons que le rendement du cycle est égal à 1 lorsque $T_f = 0$ K, toute la chaleur dépensée par la source chaude est cette fois transformée en travail... mais où trouver une telle source froide.

Remarques :

- 1- Le cycle de Carnot est de tous les cycles, fonctionnant entre deux sources données, celui qui a le rendement le plus élevé.
- 2- Le cycle de Carnot est un cycle idéal, difficilement réalisable industriellement.

Cycle irréversible :

La relation de Clausius donne : $Q_1/Q_2 + T_1/T_2 = 0$

On peut écrire aussi : $Q_1/T_1 + Q_2/T_2 = 0$

On peut généraliser cette relation à un cycle réversible fonctionnant avec un grand nombre de sources.

$$\sum Q_i / T_i = 0$$

et pour une infinité de sources $\int_{\text{cyc rev}} \delta Q / T = 0$

où δQ est la chaleur échangée par le système avec la source de température T (égal à celle du système car il y a réversibilité)

D'après le théorème de Carnot le rendement ou (COP) d'un cycle fonctionnant entre 2 sources est maximal lorsque le système fonctionne de façon réversible.

$$\text{Donc } \eta_{\text{irr}} < \eta_{\text{rev}}$$

On en déduit : $(Q_1 + Q_2) / Q_1 < (T_1 - T_2) / T_1$ soit $Q_1 / T_1 + Q_2 / T_2 < 0$

On peut généraliser ce résultat pour les transformations irréversibles fonctionnant entre un grand nombre de sources

$$\sum Q_i / T_i < 0$$

et pour une infinité de sources on aura :

$$\oint_{\text{cyc rev}} \delta Q / T < 0$$

V.8. Entropie pour une transformation ouverte:

a) transformation réversible :

la quantité $\int_I^F \delta Q / T$ indépendante du chemin suivi pour passer de l'état I à l'état F, est mesurée par la variation de la fonction d'état S appelée entropie.

Pour une transformation réversible $\int_I^F \delta Q / T = S_F - S_I$

Pour un cycle $S_F = S_I$ on en trouve la relation précédente.

La différentielle de la fonction entropie est égale pour une transformation réversible à :

$$dS = \delta Q / T$$

T étant la température de la source = à celle du système car il y a réversibilité.

b) transformation irréversible :

$$\text{on a } \int_I^F \delta Q / T < S_F - S_I$$

T étant la température de la source et non celle du système, car il y a irréversibilité.

S est une fonction d'état liée au désordre moléculaire, elle est définie dans un état d'équilibre du système ; ses variations ne dépendent pas du chemin suivi, ils ne dépendent que de l'état initial et de l'état final ce qui simplifie le calcul de S .

$$dS = \delta Q / T ; \quad \Delta S = \int \delta Q / T$$

S est une différentielle totale exacte.

S est une quantité extensive (donc additive) on peut calculer la variation d'entropie de l'univers en faisant la somme des entropies de chaque partie du système, des sources et du milieu extérieur.

(ΔS) univers = (ΔS) système+ (ΔS)source+ (ΔS) milieu extérieur.

L'irréversibilité est liée à l'augmentation d'entropie de l'univers.

Pour un système isolé alors que son énergie interne U=cste son entropie ne peut que croître : $\Delta S \geq 0$ c'est la raison pour la quelle un système isolé qui a subit une évolution ne peut plus revenir à son état initial.

Entropie d'une mole de G.P :

• En fonction des variables T et P :

On a : $dS = \delta Q / T$, avec : $\delta Q = C_p dT + h dP$

Pour une mole de G.P $h = -V = -RT/P$

$$dS = C_p dT/T - R dP/P$$

• En fonction des variables V et P :

$$\delta Q = \lambda .dP + \mu .dV \quad \mu = \gamma.P/(\gamma - 1) \quad \lambda = V/(\gamma - 1)$$

$$\delta Q = V.dP/(\gamma - 1) + \gamma.P.dV/(\gamma - 1) ; \quad V = RT/P \quad \text{et} \quad P = RT/V$$

or $C_v = R/(\gamma - 1)$ et $C_p = \gamma.R/(\gamma - 1)$

$$dS = \delta Q / T = C_v .dP/P + C_p .dV/V$$

si la transformation est isobare : $\Delta S = C_p . \ln T_2/T_1$

si la transformation est isochore : $\Delta S = C_v . \ln T_2/T_1$

si la transformation est isotherme : $\Delta S = R . \ln V_2/V_1 = R . \ln P_1/P_2$

si la transformation est adiabatique : $\Delta S = 0$ car $\delta Q = 0$

ou isentropique

**CHAPITRE.VI APPLICATION DE LA THERMODYNAMIQUE A L'ETUDE
DU COMPRESSEUR.
(TRANSFORMATION AVEC TRANSVASEMENT)**

VI.I.Transformation polytropicque :

On a étudié deux types de transformations :

- Les transformations isothermes pour lesquelles $PV = \text{cte}$.
- Les transformations adiabatiques pour lesquelles $PV^\gamma = \text{cte}$,

γ étant supérieur à 1 .

En réalité , les transformations réelles ne sont jamais isothermes, ni parfaitement adiabatiques.

On admet que le gaz obéit à une relation générale de la forme :

$P V^n = \text{cte}$; n : coefficient poly tropique

Et la transformation est quelconque, appelée transformation polytropicque.

VI.I.1-Travail échangé :

On a $P V^n = \text{cte}$ d'où $P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$

Pour une masse de 1 kg :

$$W_{12} = -\int_1^2 P dV = -P_1 V_1^n \int_1^2 dV/V^n = -P_1 V_1^n [V^{-n+1}/(1-n)]_1^2$$

$$W_{12} = (P_1 V_1^n / -n+1) [V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}]$$

$$W_{12} = (1/n-1) (P_2 V_2 - P_1 V_1) \quad \text{en J/kg}$$

$$W_{12} = (r/n-1)(T_2-T_1) \quad \text{en J/kg}$$

VI.I.2-Quantité de chaleur échangée :

On a $\Delta U_{12} = (Q+W)_{12} = C_v .(T_2-T_1)$ ΔU : énergie interne

Donc $Q_{12} = \Delta U_{12} - W_{12} = C_v .(T_2-T_1) - (r/n-1) (T_2-T_1)$

$Q_{12} = \frac{r}{(\gamma-1)} (T_2-T_1) - \frac{r}{(n-1)} (T_2-T_1)$ en J/kg

$$(\gamma-1) \quad (n-1)$$

$$Q_{12} = \frac{(n-\gamma) r}{(\gamma-1) (n-1)} (T_2-T_1) \quad \text{en J/kg}$$

$$(\gamma-1) (n-1)$$

$$Q_{12} = \frac{(n-\gamma)}{(\gamma-1) (n-1)} (P_2 V_2 - P_1 V_1) \quad \text{en J/kg}$$

$$(\gamma-1) (n-1)$$

si on exprime Q_{12} en fonction de W_{12} :

$$Q_{12} = \frac{n-\gamma}{\gamma-1} W_{12} \quad \text{avec } W_{12} = (r/n-1)(T_2-T_1)$$

$$\gamma-1$$

on constate donc qu'il y a échange de chaleur avec l'extérieur, elle équivaut à une certaine fraction du travail échangé.

Examinons dans quel sens peut s'effectuer cet échange de chaleur.

- **Cas de la compression :** $W_{12} > 0$

Si $n > \gamma$, $Q_{12} > 0$; le système reçoit de la chaleur.

Si $n < \gamma$, $Q_{12} < 0$; le système fournit de la chaleur.

- **Cas de la détente :** $W_{12} < 0$.

Si $n > \gamma$, $Q_{12} < 0$; le système fournit de la chaleur.

Si $n < \gamma$, $Q_{12} > 0$; le système reçoit de la chaleur.

VI.II. Etude du compresseur alternatif :

Nous allons étudier l'évolution d'une masse d'air de 1 kg dans un compresseur alternatif.

VI.II-1-Fonctionnement du compresseur à piston :

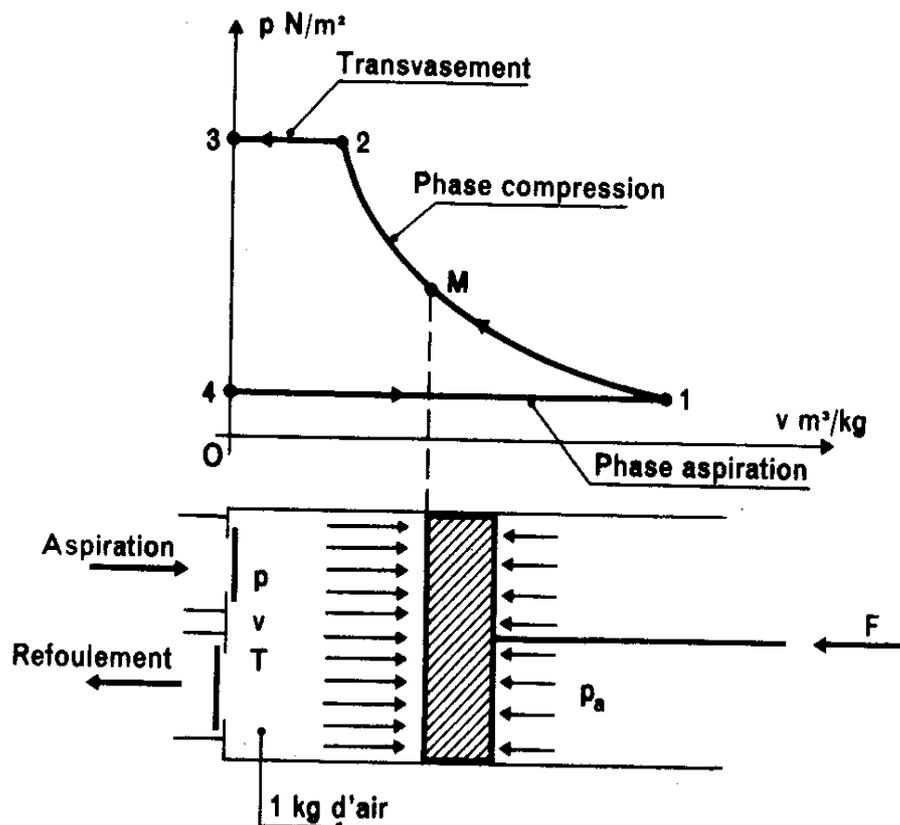


Fig. 1

On fait l'hypothèse simplificatrice que le refoulement est effectué lorsque le piston touche le fond du cylindre (pas de volume mort).

- En 3 le piston est au fond du cylindre. Les deux valves sont fermées, le déplacement du piston augmente le volume, la pression dans le cylindre devient inférieure à P_1 provoquant ainsi l'ouverture de la valve d'aspiration (segment 3-4).
- En 4, le gaz pénètre dans le cylindre sous une pression constante P_1 tandis que le volume offert passe de 0 à V_1 (segment 4-1).
- En 1, le piston est en fin de course, la valve d'admission se referme tandis que le piston amorce son retour vers le fond du cylindre en comprimant le gaz (segment 1-2).
- En 2, le piston atteint le fond du cylindre, la pression est passée de P_1 à P_2 , la valve de refoulement s'ouvre à son tour, le gaz comprimé sort du cylindre (segment 2-3).

VI.II.2-Calcul du travail total reçu par la masse d'air de 1 kg :

$W_{12\text{ tr}}$: travail échangé avec le milieu extérieur dans la transformation avec transvasement 1-2.

$$W_{12\text{ tr}} = W_{12} + W_{23} + W_{34} + W_{41}$$

$$W_{23} = -P_2(V_3 - V_2) = P_2 V_2 \quad \text{car } V_3 = 0$$

$$W_{34} = 0$$

$$W_{41} = -P_1(V_1 - V_4) = -P_1 V_1 \quad \text{car } V_4 = 0$$

$$\text{d'où } W_{12\text{ tr}} = W_{12} + P_2 V_2 - P_1 V_1$$

VI.II.3.Compresseur dans lequel la compression est isotherme :

$$T = \text{cte} \quad \text{d'où } PV = \text{cte}$$

$$\text{Travail échangé : } W_{12\text{ tr}} = W_{12} + P_2 V_2 - P_1 V_1$$

$$\text{Or } P_2 V_2 = P_1 V_1 \Rightarrow W_{12\text{ tr}} = W_{12} \quad \text{et } W_{12} = r.T. \ln P_2/P_1$$

$$T = \text{cte} \Rightarrow \Delta U = 0 \Rightarrow Q_{12} = -W_{12}$$

$$\text{Donc : } W_{12\text{ tr}} = -Q_{12}$$

Le système fournit de la chaleur au milieu extérieur, le cylindre du compresseur doit être refroidi par circulation d'eau.

VI.II.4.Compresseur dans lequel la compression est isentropique :

$$PV^\gamma = \text{cte} \quad (\text{sans échange de chaleur avec l'extérieur})$$

Il n'y a pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur :

$$Q_{12} = 0$$

Le cylindre du compresseur doit être parfaitement calorifugé.

$$\text{travail échangé : } W_{12\text{ tr}} = W_{12} + P_2 V_2 - P_1 V_1$$

$$\text{Avec } W_{12} = (r/\gamma - 1)(T_2 - T_1) \quad \text{et } P_2 V_2 - P_1 V_1 = r(T_2 - T_1)$$

$$\text{D'où } W_{12\text{ tr}} = (\gamma r/\gamma - 1)(T_2 - T_1)$$

$$W_{12\text{ tr}} = C_p (T_2 - T_1)$$

Constatons que ce travail de compression avec transvasement est γ fois plus élevé que le travail de compression.

$$W_{12\text{ tr}} = \gamma W_{12}$$

$$\text{Nous savons que } T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{\gamma-1/\gamma} = T_1(\tau)^{\gamma-1/\gamma}$$

τ : taux de compression réalisé.

Pratiquement, il n'est pas possible de comprimer de l'air dans un cylindre calorifugé, la température des organes mécaniques (piston, cylindre, clapets) serait telle que le fonctionnement du compresseur deviendrait impossible.

VI.II.5-Compresseur dans lequel la compression est polytropique :

$$PV^n = \text{cte}$$

Le cylindre du compresseur est refroidi par circulation d'eau ou d'air ; pendant sa compression, le fluide fournit de la chaleur au milieu extérieur

Travail échangé : $W_{12 \text{ tr}} = W_{12} + P_2 V_2 - P_1 V_1$

Avec $W_{12} = (r/n - 1)(T_2 - T_1)$ et $P_2 V_2 - P_1 V_1 = r(T_2 - T_1)$

$$W_{12 \text{ tr}} = (n r/n - 1)(T_2 - T_1)$$

Ici encore nous constatons que $W_{12 \text{ tr}} = n W_{12}$

Calcul de T_2 ; $T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{n-1/n}$

$$Q_{12} = n - \gamma / (\gamma - 1) (n - 1) r (T_2 - T_1)$$

$$Q_{12} = n - \gamma / (\gamma - 1) W_{12}$$

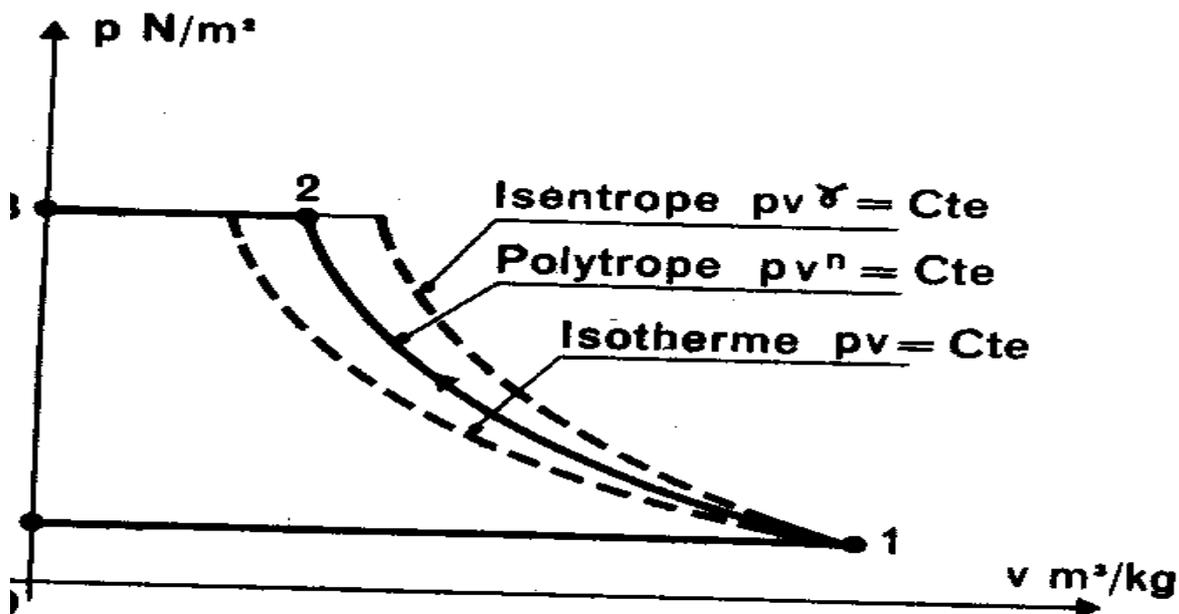


Fig. 2

Quantité de chaleur échangée :

$$Q_{12} = W_{12} (n - \gamma) / (\gamma - 1) \text{ ou encore puisque } W_{12} = W_{12 \text{ tr}} / n$$

$$Q_{12} = W_{12 \text{ tr}} n - \gamma / n.(\gamma - 1)$$

Remarque : la transformation ouverte 1-2 que nous venons d'étudier, s'effectue dans le cylindre d'un compresseur parfait sans perte d'aucune sorte, le travail reçu par le fluide est un travail théorique W_{th} il est mesuré par l'air 1234 de la figure on a :

$$W_{th} (\text{isentropie}) > W_{th} (\text{polytrophe}) > W_{th} (\text{isotherme})$$

VI.II.6-Application numérique:

Un compresseur d'air doit donner un débit en volume $q_v = 6 \text{ m}^3 / \text{mn}$
 Pris à 15°C , soit 288 K et 760 mm de hauteur de mercure soit
 $101\,300 \text{ N/m}^2$.

1°) Quel est le débit massique du compresseur, q_m (kg/s).

Nous avons : $q_m = \rho \cdot q_v$ avec $\rho = 1/V$ (kg/m^3) et $q_v = 6/60 = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$
 Calculons V : $PV = r \cdot T \Rightarrow V = 287 \times 288 / 101\,300 = 0,815 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $q_m = 0,1 / 0,815 = 0,122 \text{ kg/s}$.

2°) quelle est la puissance théorique absorbée par le compresseur ?

le taux de compression réalisé est $\tau = P_2/P_1 = 4$
 donc $P_2 = 4 P_1 = 4 \times 101\,300 = 405\,200 \text{ N/m}^2$

a) cas de la compression isothermique :

$$W_{th} = r T_1 \ln P_2/P_1 = 287 \times 288 \times \ln 4 = 115\,000 \text{ J/kg}$$

$$\text{Soit } W_{th} = 115 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{th} = W_{th} \times q_m = 115 \times 0,122 = 14 \text{ kJ/s}$$

$$\text{Donc } P_{th} = 14 \text{ KW}$$

b) Cas de la compression isentropique :

$$T_1/T_2 = (P_2/P_1)^{\gamma-1/\gamma} \text{ avec } \gamma = 1,4 \quad T_1/T_2 = (4)^{0,4/1,4} = 1,485$$

$$T_2 = 288 \times 1,485 = 428 \text{ K} \quad t_2 = 155^\circ\text{C}$$

$$W_{th} = (\gamma r / \gamma - 1)(T_1 - T_2) \quad r = 287 \text{ J/kg K}$$

$$W_{th} = 1,4 \times 287 / 0,4 (428 - 288) = 140 \text{ KJ/kg}$$

$$P_{th} = W_{th} \times q_m = 140 \times 0,122 = 17 \text{ KJ/s}$$

$$P_{th} = 17 \text{ KW}$$

c) Cas de la compression polytropique:

avec $n=1,3$ cette valeur est celle d'un compresseur lent bien refroidi par circulation d'eau, on aurait $n = 1,35$ dans le cas d'une machine rapide à refroidissement par air.

$$T_2/T_1 = (4)^{0,3/1,3} = 1,38 \quad ; \quad T_2 = 288 \times 1,38 = 398 \text{ K}$$

$$W_{th} = (n \cdot r / n - 1)(T_1 - T_2)$$

$$W_{th} = 138 \text{ KJ/kg}$$

$$P_{th} = 16,8 \text{ KW}$$

Quantité de chaleur fournie à l'eau de refroidissement du cylindre

$$Q = W_{th} \cdot n - \gamma / n (\gamma - 1)$$

$$Q = -26,5 \text{ KJ/Kg}$$

Par seconde, la quantité de chaleur transmise à l'eau est :

$$q_m \times Q = 0,122 \times 26,5 = 3,23 \text{ KJ/s ou kw.}$$

3°) Quelles sont les dimensions du cylindre d'un tel compresseur ?

La vitesse de rotation du compresseur est imposée $n = 750 \text{ tr/mn}$

- Il effectue donc $750/60 = 12,5$ aspiration par seconde représentant un volume de : $6/60 = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$

- Par course, le volume engendré par le piston est donc : $0,1/12,5=0,008 \text{ m}^3$, volume qui a pour expression : $\pi D^2 C/4$

D : alésage (diamètre) ; C : course (longueur)

La vitesse moyenne du piston est fixée : $V_{\text{moy}} = 2 \cdot C \cdot n / 60 = 5 \text{ m/s}$

d'où $C = 300 / 2 \times 750 = 0,2 \text{ m}$ soit 20 cm.

Nous obtenons alors $\pi D^2 C/4 = V / C = 0,008 / 0,2 = 0,04 \text{ m}^2$ soit 400 cm^2 , $D = 22,6 \text{ cm}$.

Pratiquement, on adopterait ; alésage 245 mm, course 200 mm pour tenir compte de l'imperfection du remplissage du cylindre à chaque aspiration.

VI.II.7. Enthalpie. Transformations avec transvasement :

Ecrivons la relation : $W_{12\text{tr}} = W_{12} + P_2 V_2 - P_1 V_1$

Dans la transformation ouverte sans transvasement 1. 2 nous avons : $(Q + W)_{12} = U_2 - U_1$

$W_{12} = (U_2 - U_1) - Q_{12}$

$W_{12\text{tr}} = (U_2 - U_1) - Q_{12} + (P_2 V_2 - P_1 V_1)$

La quantité : $(U_2 - U_1) + (P_2 V_2 - P_1 V_1)$ (J/ kg)

représente la variation d'enthalpie dans la transformation avec transvasement 1.2, nous l'écrivons sous la forme :

$H_2 - H_1 = (U_2 + P_2 V_2) - (U_1 + P_1 V_1)$ J/ Kg

H_2 (J / Kg) = enthalpie de la masse de fluide de 1 kg dans l'état 2 .

H_1 (J / Kg) = enthalpie de la masse de fluide de 1 kg dans l'état 1.

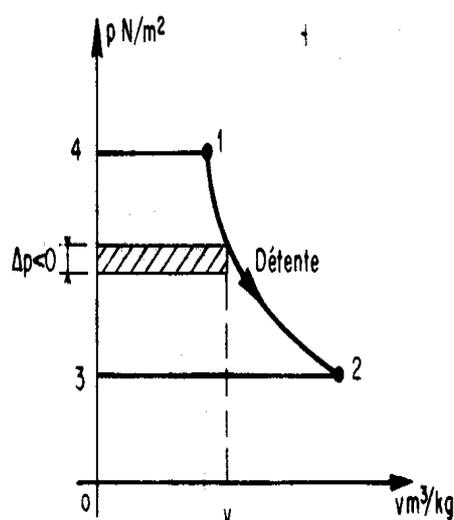
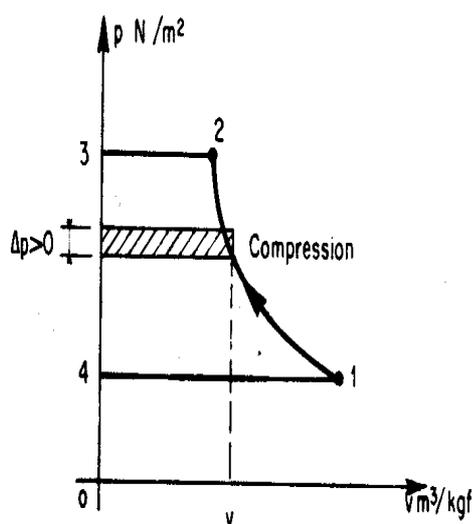
d'où $W_{12\text{tr}} = (H_2 - H_1) - Q_{12}$

$$Q_{12} + W_{12\text{tr}} = H_2 - H_1 \quad \text{J / Kg}$$

Le travail élémentaire dans la transformation avec transvasement est

$$\Delta W_{\text{tr}} = V \cdot \Delta P$$

Sans transvasement : $\Delta W = - P \cdot \Delta V$



a) Transformation isotherme avec transvasement :

$$T = \text{cte} \quad PV = \text{cte}$$

$$H_2 - H_1 = C_p (T_2 - T_1) = 0 \quad \text{puisque } T_2 = T_1$$

$$\text{d'où } W_{12 \text{ tr}} = W_{12}$$

b) transformation isobare avec transvasement:

$$P = \text{cte} \quad , \quad (H_2 - H_1) = C_p (T_2 - T_1)$$

Travail (échangé) élémentaire : $\Delta W_{\text{tr}} = V \cdot \Delta P$
 $\Delta P = 0$ donc $\Delta W_{\text{tr}} = 0$ et $W_{12 \text{ tr}} = 0$
 Quantité de chaleur échangée :
 $(Q + W)_{12 \text{ tr}} = H_2 - H_1$ avec $W_{12 \text{ tr}} = 0$
 D'où $Q_{12} = H_2 - H_1$; $Q_{12} = C_p (T_2 - T_1)$ J / Kg

c) Transformation avec transvasement sans échange de chaleur avec l'extérieur.

(transformation isentropique) : $P V^\gamma = \text{cte}$

On a $(Q + W)_{12 \text{ tr}} = H_2 - H_1$
 $Q_{12} = 0$ donc $W_{12 \text{ tr}} = H_2 - H_1$
 $W_{12 \text{ tr}} = C_p (T_2 - T_1)$

d) Transformation poly tropique avec transvasement : $P \cdot V^n = \text{cte}$

$$H_2 - H_1 = C_p (T_2 - T_1) = Q_{12} + W_{12 \text{ tr}}$$

$$W_{12 \text{ tr}} = (n / n - 1) (P_2 V_2 - P_1 V_1) \quad \text{J / Kg}$$

$$Q_{12} = (W_{12 \text{ tr}} \cdot n - \gamma) / n(\gamma - 1) \quad \text{J / Kg}$$

VI.III. Compresseur à plusieurs phases :

Lorsque le taux de compression imposé est supérieur à 6, il est possible d'envisager la compression en plusieurs phases ou étages. Bien entendu il en résulte une machine plus compliquée et par conséquent plus coûteuse, mais le gain réalisé sur l'énergie dépensée est appréciable.

L'air, après compression de P_1 à P_2 dans le cylindre basse pression est refroidi à pression constante P_2 dans un échangeur thermique jusqu'à la température T_1 , il est ensuite comprimé de P_2 à P_3 dans le cylindre haute pression (voir schéma ci-après).

Phase basse pression : $W_{12 \text{ tr}} = (n \cdot r / n - 1) (T_2 - T_1)$

Phase haute pression : $W_{2'3 \text{ tr}} = (n \cdot r / n - 1) (T_3 - T_1)$

$$W_{\text{total}} = (n \cdot r / n - 1) (T_2 + T_3 - 2 T_1)$$

Or $T_2 / T_1 = (P_2 / P_1)^{n-1/n}$; $T_3 / T_1 = (P_3 / P_2)^{n-1/n}$
 donc $T_2 T_3 = T_1^2 (P_3 / P_1)^{n-1/n} = \text{cte}$

le travail W_{total} est minimal si $T_2 + T_3$ est minimale or $T_2 T_3 = \text{cte}$ donc $T_2 + T_3$ est minimale si $T_2 = T_3$

conséquence : $W_{12 \text{ tr}} = W_{2'3 \text{ tr}}$ le taux de compression est le même dans chacune des phases.

$$P_2 / P_1 = P_3 / P_2 = \sqrt{P_3 / P_1} \quad \text{on a } (P_2 / P_1) \cdot (P_3 / P_2) = P_3 / P_1$$

Si la compression se fait en x phases on a encore:

$$P_2 / P_1 = P_3 / P_2 = \dots = P_{x+1} / P_x = \sqrt[x]{P_{x+1} / P_1}$$

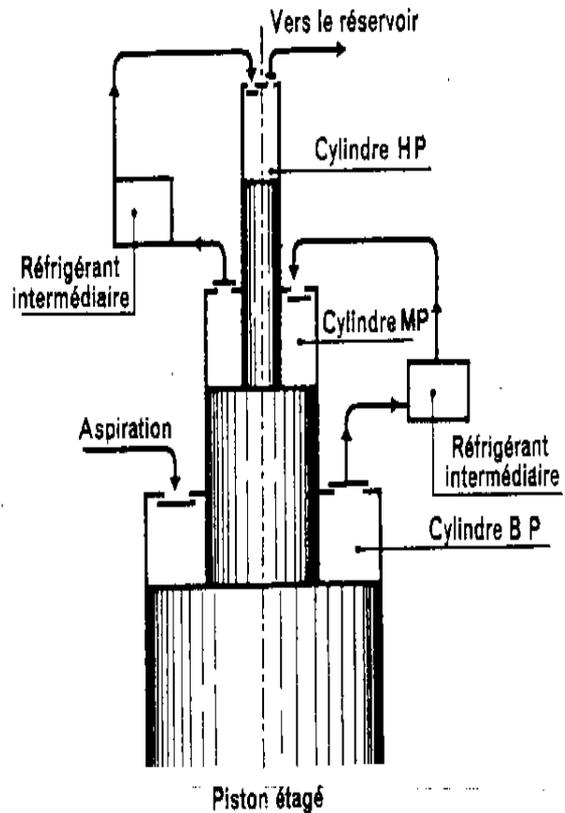
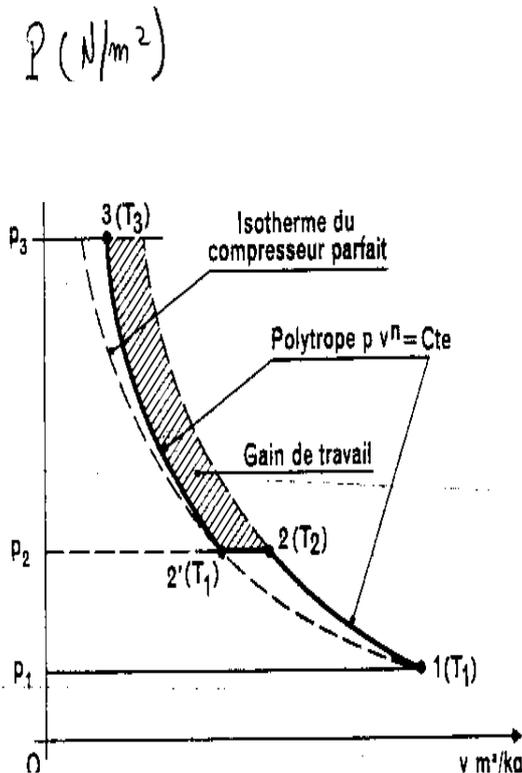


Fig. 4

Exemple :

1°) Taux de compression global : compression en deux phases

$$P_1 = 10 \text{ N/cm}^2 \quad P_3 = 80 \text{ N/cm}^2$$

$$\Rightarrow P_2 / P_1 = P_3 / P_2 = \sqrt{P_3 / P_1} = \sqrt{8} = 2,83$$

A l'entrée du cylindre H P, le volume massique de l'air est

$V_2 = V_1 P_1 / P_2$, puisque la température est la même en 1 et en 2', le volume du cylindre H P est tel que $V_2 = V_1 P_1 / P_2$

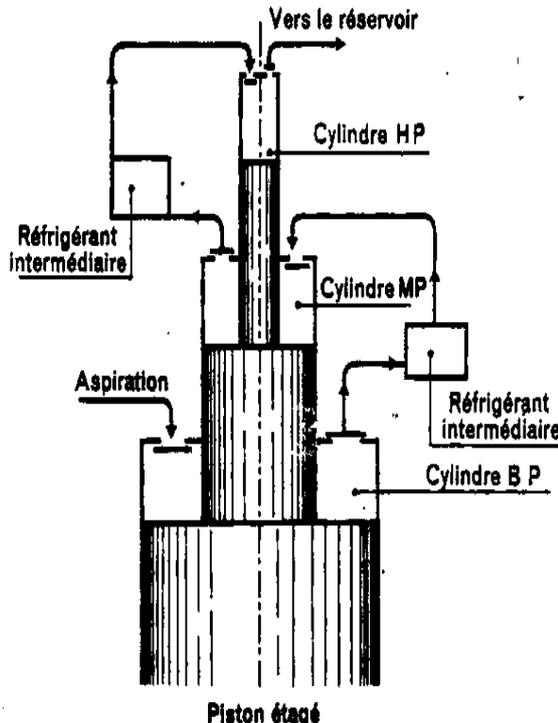
V_1 étant le volume du cylindre B P.

2°) Trois étages sont nécessaires lorsque le taux de compression est compris entre 25 et 150. pour cette dernière le taux de compression dans chacun des étages est donc :

$$\sqrt[3]{P_4 / P_1} = \sqrt[3]{150} = 5,32$$

VI.IV. Rendement d'un compresseur :

Nous savons que de toutes les compressions possibles, la compression isothermique est la plus avantageuse, celle qui exige la dépense de travail la plus faible.
Il est donc logique de comparer le compresseur réel au compresseur parfait isothermique



Au banc d'essai on mesure :

Le débit en volume de l'air aspiré ; q_v (m^3/s) à la température $T_1(K)$ et à la pression P_1 (N/m^2).

- ☞ La pression P_2 dans le réservoir du compresseur.
- ☞ La puissance absorbée $P_{Réelle}$ (KW).

Avec les résultats de ces mesures, il est possible de calculer :

- ☞ Le volume massique de l'air aspiré : $V_1 = rT_1/P_1$ (m^3/kg)
- ☞ Le débit massique du compresseur : $q_m = q_v / V_1$ (kg / s)

Le travail absorbé par la compression isothermique de 1 kg d'air de P_1 à P_2 est : $W_{th} = rT_1 \ln P_2 / P_1$ (KJ / kg)

d'où la puissance théorique $P_{th} = q_m W_{th}$ (KW)

rendement du compresseur réel $\eta = P_{th} / P_{réel}$

exemple : $P_{th} = 14$ KW $P_{réel} = 19,5$ KW	}	donc : $\eta = 14 / 19,5 = 0,72$
--	---	----------------------------------

**6°) compresseur réel :
espace neutre :**

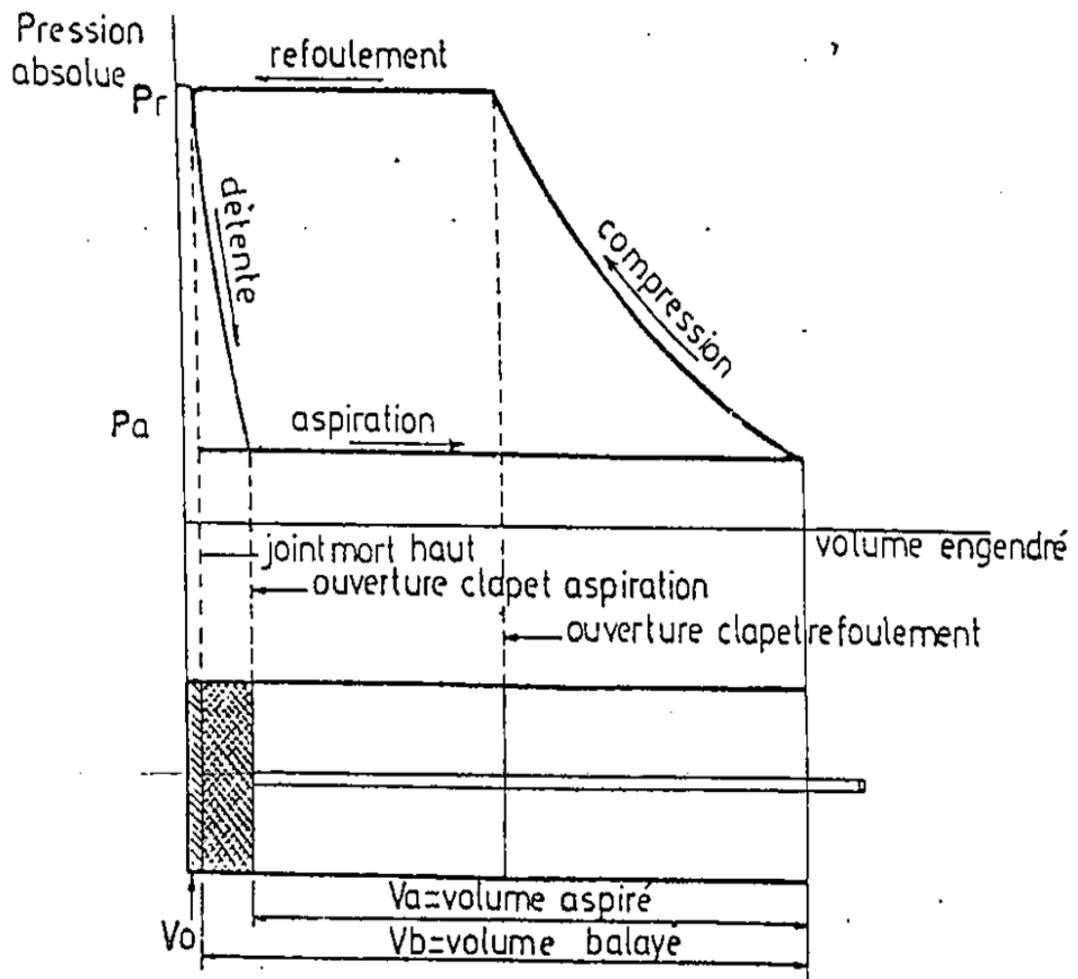
Pour tenir compte des jeux mécaniques ainsi que la dilatation des organes en mouvement, le piston ne doit pas toucher le fond du cylindre tel que représenté précédemment.

Donc il doit rester entre le fond du cylindre et la tête de piston un espace que le piston ne balayera jamais et qui a reçu le nom d'espace neutre V_0 .

Lorsque le piston va amorcer sa course d'aspiration le clapet d'aspiration ne pourra s'ouvrir que lorsque le fluide contenu dans l'espace mort V_0 sera suffisamment détendu pour que la pression au dessus du piston soit égale à la pression d'aspiration $P_1 (P_a)$ voir diagramme (détente 3-4 non verticale).

DIAGRAMME DE CLAPEYRON.

COMPRESSEUR REEL



Caractéristiques d'un compresseur à piston

V_0 = espace neutre

l = course parcourue par le piston du point mort bas au point mort haut

N = Nombre de cylindres

n = vitesse de rotation de l'arbre du compresseur

c = Cylindrée du compresseur $c = \frac{\pi d^2}{4} \cdot l \cdot N$

V_b = volume balayé. $V_b = c \cdot n$

Caractéristiques du système

τ = taux de compression $\tau = \frac{P_r}{P_a}$

V_a = volume aspiré

η_v = rendement volumétrique $\eta_v = \frac{V_a}{V_b}$

CHAPITRE VII

DIAGRAMMES THERMODYNAMIQUES

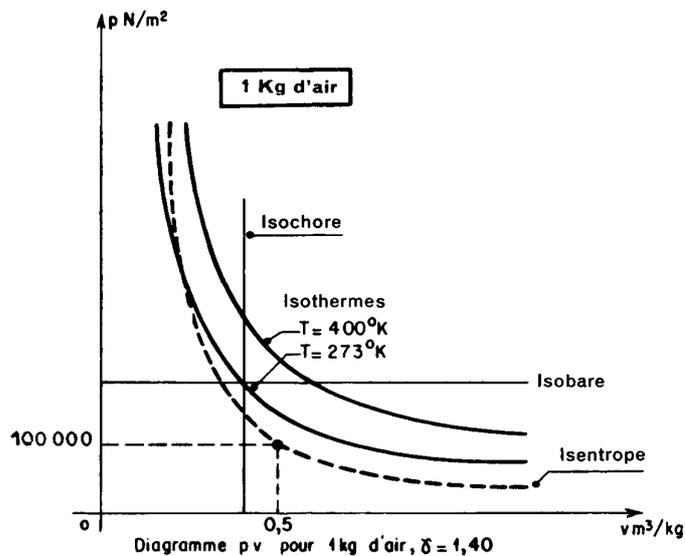
INTRODUCTION :

Les diagrammes thermodynamiques sont les outils commodes des bureaux d'études thermiques. Les calculs principaux des machines thermiques sont conduits à l'aide de ces diagrammes.

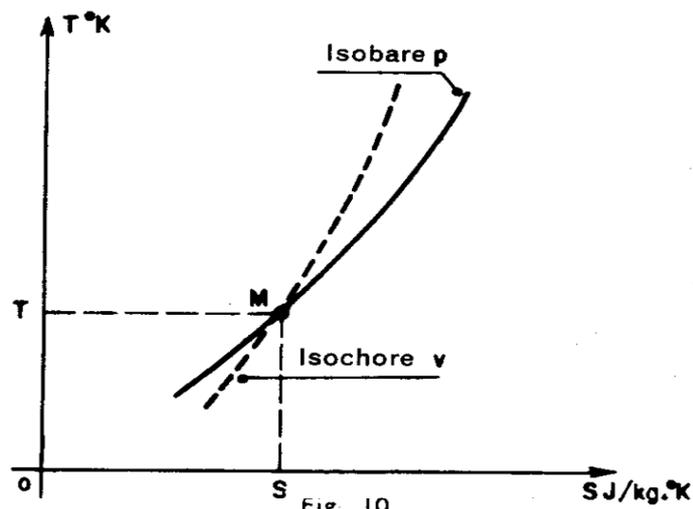
DIAGRAMMES THERMODYNAMIQUES :

VII.I. Diagramme (P,V) ou diagramme de Clapeyron :

Inconvénient : les isothermes et les isentropiques sont très rapprochées, donc la lecture est peu précise.



VII.II. Diagramme entropique ou diagramme (T, S) :



Emploi du diagramme TS.

1°) Quatre grandeurs **T, S, P, V** figurent sur le diagramme; il suffit d'en connaître deux pour trouver les deux autres.

EXEMPLE : nous connaissons S (J/kg. K) et T (K) qui définissent le point M (fig. 10). Nous lisons sur les courbes qui passent par le point M les valeurs P (N/cm²) et V (m³/kg).

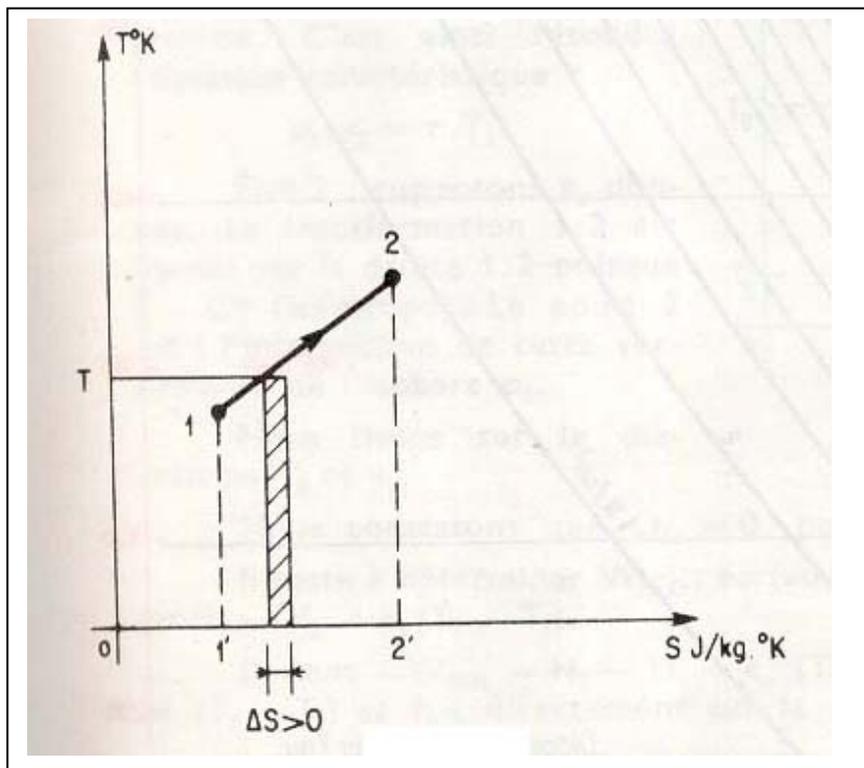
2°) Une aire mesurée sur le diagramme représente une quantité de chaleur;

a) Dans une transformation 1.2 la quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieur est représentée par l'aire 1'122' (fig. 11).

En effet, dans la transformation élémentaire, nous savons que :

$$\Delta S = \Delta Q / T \text{ donc } \Delta Q = T \cdot \Delta S = \text{aire du petit rectangle de largeur } \Delta S \text{ et de longueur } T.$$

Quel est le signe de Q_{12} mesurée par l'aire 1'122' ?



Nous constatons que de 1 à 2 l'entropie croît, donc $\Delta S > 0$ et par conséquent $\Delta Q > 0$; c'est de la chaleur reçue par le système. Retenons que si la masse de fluide de 1 kg reçoit (signe+) de la chaleur du milieu extérieur, son entropie croît ; s'il fournit (signe-) de la chaleur, son entropie décroît.

b) Cas d'un cycle (fig. 12). l'aire du cycle 1234 représente la somme algébrique des quantités de chaleur échangées avec le milieu extérieur. Q_{cycle} est positive si le parcours 1234 se fait dans le sens d'horloge. Nous avons en effet :

$$Q_{12} = 0, \text{ puisque } \Delta S = 0 \text{ et } \Delta Q = T \cdot \Delta S = 0$$

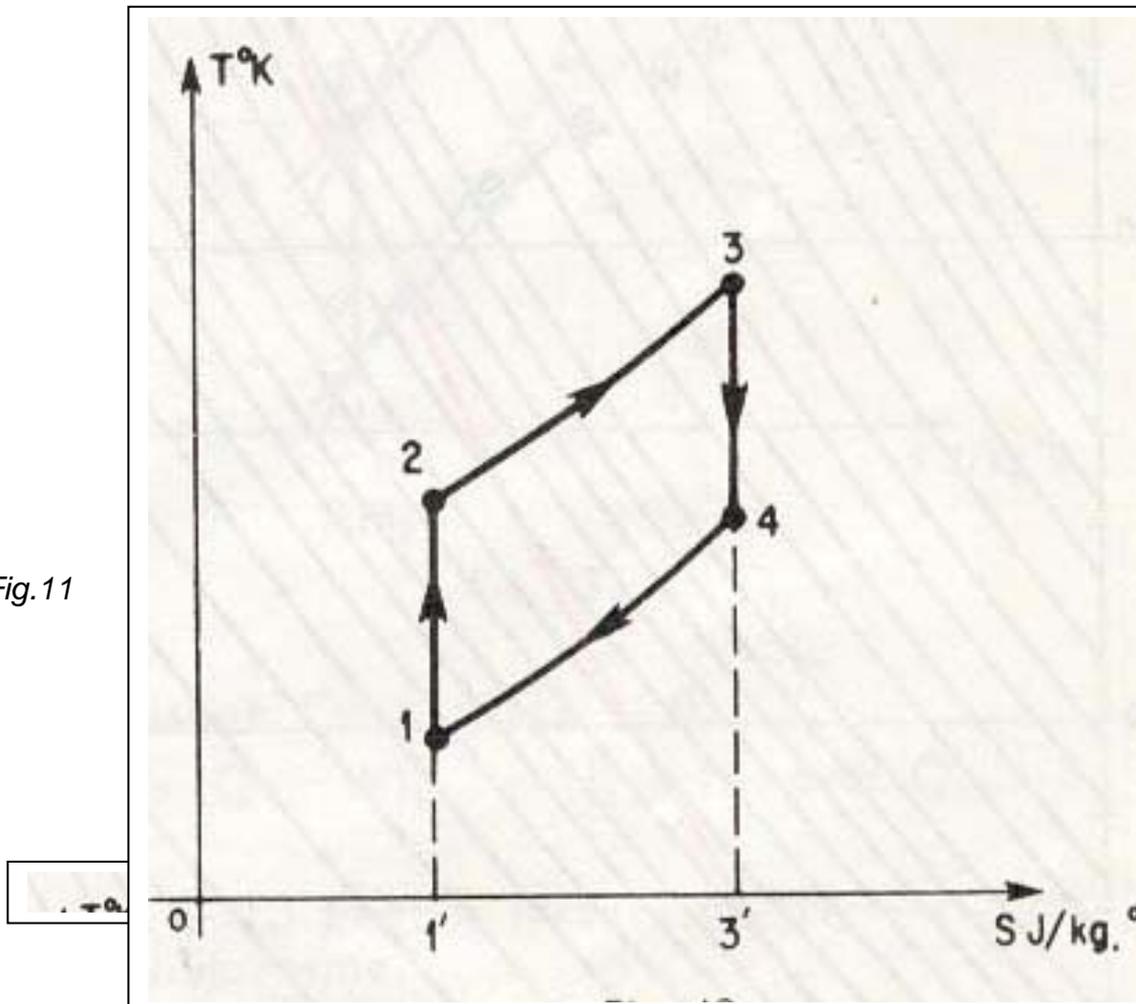
$$Q_{23} \rightarrow \text{aire } 1'233' : \text{ entropie croît, donc } Q_{23} > 0$$

$Q_{34} = 0$, Puisque $\Delta S = 0$

$Q_{41} \rightarrow$ aire $3'411'$: l'entropie décroît, donc $Q_{41} < 0$

Finalement : $Q_{\text{cycle}} \rightarrow$ aire $1'233'$ - aire $3'411'$ = aire $1234 > 0$

Fig.11



Applications du diagramme (T,S)

Nous nous proposons d'étudier diverses transformations qui constituent le cycle de la planche II.

1°) Transformation isentropique 1.2 avec transvasement :

Exemple : -données : $P_1 = 10 \text{ N/cm}^2$, $T_1 = 300 \text{ K}$, $P_2 = 40 \text{ N/cm}^2$
Nous lisons (planche II) : $V_1 = 0,88 \text{ m}^3/\text{kg}$

Au point 2 de l'isentropie 1,2 nous lisons $T_2 = 450 \text{ K}$, $V_2 = 0,32 \text{ m}^3/\text{Kg}$.

nous avons de plus $H_2 - H_1 = 450 - 300 = 150 \text{ KJ/Kg}$;
 $W_{12\text{tr}} = 150 \text{ KJ/Kg}$

Pouvons- nous déterminer la chaleur massique moyenne pendant cette transformation ?

il suffit d'écrire :

$$H_2 - H_1 = C_p (T_2 - T_1) \quad ; \quad C_p = 150/150 = 1 \text{ KJ/ kg .}$$

2°) Transformation isobare 2.3 avec transvasement :

Le point 2, point final de la transformation précédente, est connu. T_3 est donnée ; cela nous permet de placer sur l'isobare P_2 le point 3. nous y lisons V_3 .

Ecrivons $(Q + W)_{23 \text{ tr}} = (H_3 - H_2) \text{ J/kg}$; le diagramme nous donne $(H_3 - H_2)$.

Travail échangé : $W_{23 \text{ tr}} = 0$, puisque $\Delta W_{\text{tr}} = V \cdot \Delta P = 0$ ($\Delta P = 0$)

Chaleur échangée : $Q_{23} = H_3 - H_2 = C_p (T_3 - T_2)$.

Le problème est ainsi complètement résolu. Il est inutile de mesurer l'aire 2'233' qui représente $Q_{23} > 0$ chaleur reçue par le système.

Exemple :-données : $P_3 = P_2 = 40 \text{ N/cm}^2$, $T_3 = 600 \text{ K}$. En 3 nous lisons : $V_3 = 0,44 \text{ m}^3/\text{Kg}$, $Q_{23} = H_3 - H_2 = 604 - 450$, $Q_{23} = 154 \text{ KJ/Kg}$.

3°) Détente isentropique 3.4 avec transvasement :

La détente se fait jusqu'à la pression initiale P_1 . la transformation est figurée par l'isentropie 3.4, le point 4 étant sur l'isobare P_1 ; nous y lisons T_4 et V_4 .

Ecrivons $(Q + W)_{34 \text{ tr}} = (H_4 - H_3) \text{ J/kg}$

Chaleur échangée: $Q_{34} = 0$

Travail échangé : $W_{34 \text{ tr}} = H_4 - H_3 = C_p(T_4 - T_3) \text{ J/kg}$

Exemple : – nous lisons en 4 : $T_4 = 404 \text{ K}$, $V_4 = 1,2 \text{ m}^3/\text{Kg}$,

$$W_{34 \text{ tr}} = H_4 - H_3 = 408 - 604 = - 196 \text{ KJ/Kg}$$

Travail fournit par la masse d'air de 1 kg au milieu extérieur.

4°) Transformation isobare 4. 1 avec transvasement :

Ecrivons : $(Q + W)_{41 \text{ tr}} = (H_1 - H_4) \text{ KJ/Kg}$.

Travail échangé : $W_{41 \text{ tr}} = 0$

Chaleur échangée : $Q_{41} = H_1 - H_4 = C_p (T_1 - T_4) \text{ KJ/Kg}$.

Exemple : $Q_{41} = H_1 - H_4 = 300 - 408 = - 108 \text{ KJ/Kg}$.

Chaleur cédée par la masse d'air de 1 kg au milieu extérieur.

5°) Cycle 1.2.3.4 :(figure 13)

Somme algébrique des quantités de chaleur échangées :

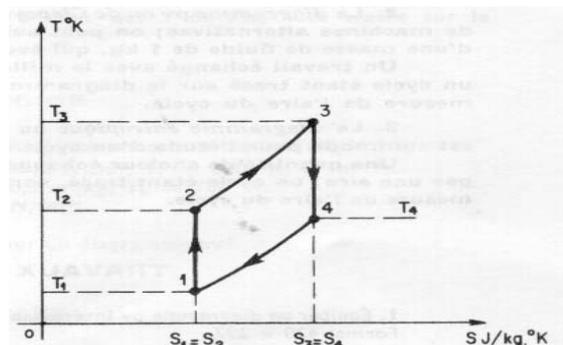
fig.13

$$Q_{\text{cycle}} = Q_{12} + Q_{23} + Q_{34} + Q_{41} ,$$

mesurée par l'aire 1234 > 0

$$Q_{12} = 0 \text{ et } Q_{34} = 0 \text{ donc}$$

$$Q_{\text{cycle}} = Q_{23} + Q_{41} .$$



Q_{23} représente la quantité de chaleur reçue par le système, provenant de la source chaude ; Q_{41} est la quantité de chaleur fournie à la source froide. Le rendement thermodynamique du cycle est :

$$\eta_{th} = -W_{cycle} / Q_{23} = Q_{cycle} / Q_{23}$$

Exemple : - nous trouvons : $Q_{cycle} = Q_{23} + Q_{41}$
 $Q_{cycle} = 154 - 108 = 46 \text{ KJ/Kg.}$
 $\eta_{th} = 46 / 154 = 0,30$

Le bilan mécanique du cycle nous donne :

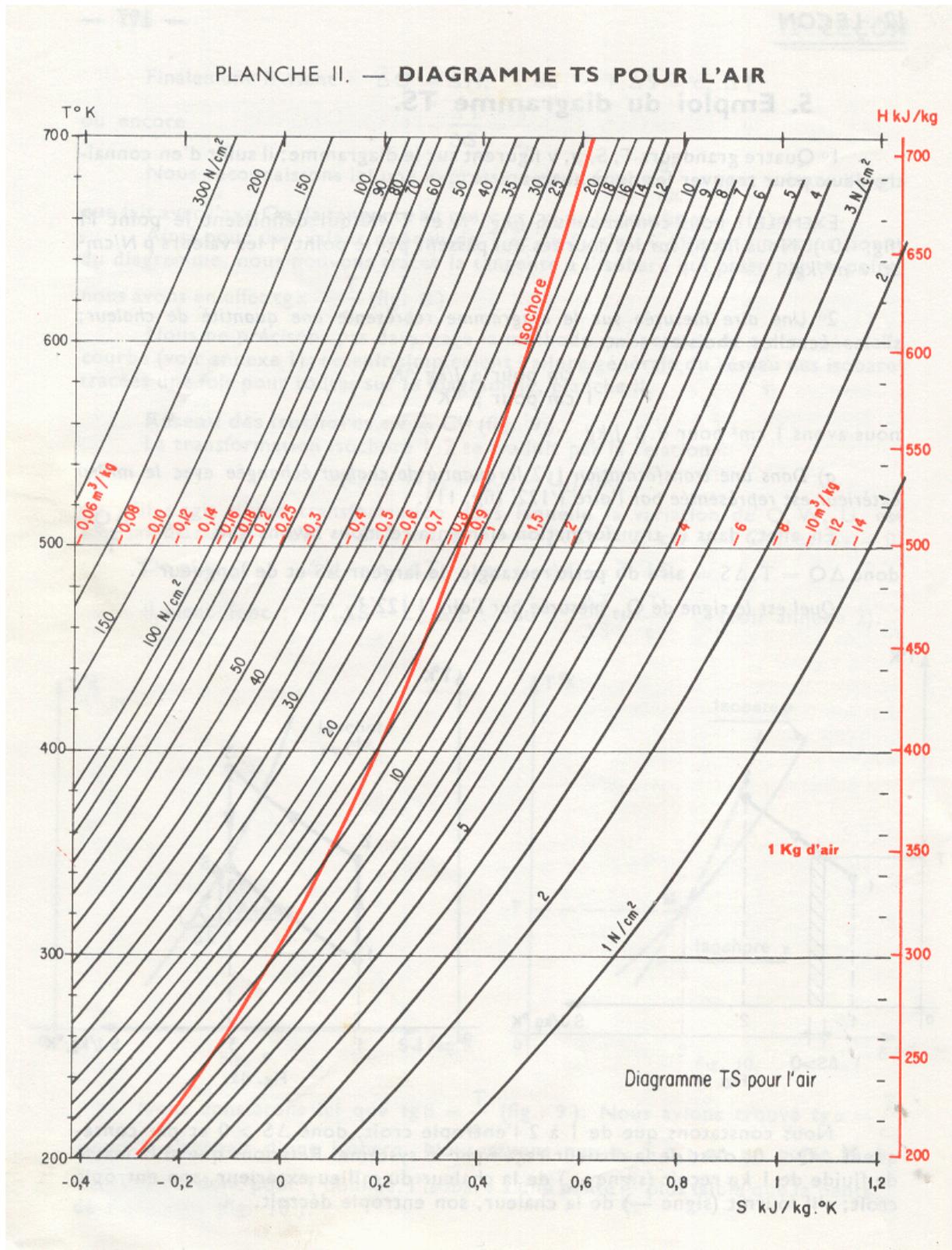
$$W_{cycle} = W_{12} + W_{34}, \text{ puisque } W_{23} = 0 \text{ et } W_{41} = 0$$
$$W_{cycle} = 150 - 196 = -46 \text{ KJ/Kg.}$$

Nous vérifions le principe de l'équivalence :

$$(Q + W)_{cycle} = 0$$

RESUME

- Les diagrammes thermodynamiques sont très utilisés dans les bureaux d'études thermiques; ils permettent de traiter rapidement le problème d'une transformation ouverte ou d'un cycle.
- Le diagramme (P,V) ou de Clapeyron est commode lorsqu'il s'agit de l'étude de machines alternatives ; on peut suivre facilement la variation du volume V d'une masse de fluide de 1 kg , qui évolue dans le cylindre.
Un travail échangé avec le milieu extérieur est représenté par une aire ; un cycle étant tracé sur le diagramme, son bilan mécanique se fait par simple mesure de l'aire du cycle.
- Le diagramme en tropique ou diagramme (T,S), d'emploi très courant, est commode pour l'étude d'un cycle quelconque. Une quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieur est représenté par une aire ; un cycle étant tracé sur le diagramme, son bilan thermique se fait par simple mesure de l'aire du cycle.



VII.III.Diagramme enthalpie-pression (h ; P) :

Les 2 diagrammes (P,V) et (T, S) permettent de déterminer graphiquement un travail et une quantité de chaleur et ce à partir de la mesure d'une surface .

C'est pourquoi les frigoristes préfèrent travailler avec un autre diagramme dénommé diagramme enthalpique ou diagramme enthalpie-pression qui permet de connaître directement les quantités de chaleurs et les travaux mis en jeu au cours d'une transformation

Il existe 2 diagrammes enthalpiques :

-Diagramme (h , P) , également appelé diagramme de Mollier :

- Enthalpie en abscisse .
- Pression en ordonnée .

En échelle arithmétique et

-Diagramme (h , lg P) :

- Enthalpie en abscisse
- Pression en échelle logarithmique en ordonnée

Le centre du diagramme comporte une courbe de saturation dont le sommet constitue ce qu'on appelle le point critique noté Cr .

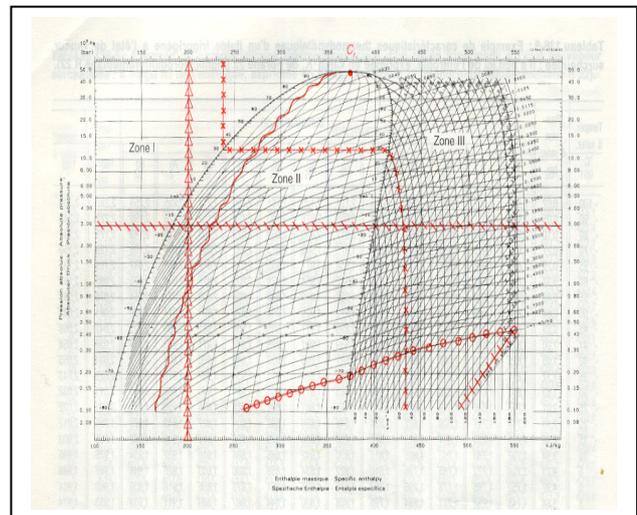
Cette courbe partage le diagramme en trois zones : I , II , III .

Dans la zone I , le fluide frigorigène se trouve à l'état liquide .

Dans la zone II , il se trouve dans un état mixte: liquide + Vapeur .

Et dans la zone III , il se trouve à l'état de vapeur Surchauffée .

Les zones I et III sont donc des zones de fluides Homogènes (soit en totalité en phase liquide , soit en totalité en phase vapeur) , tandis que la zone II est une zone de fluide hétérogène c.à.d un mélange liquide + Vapeur ou vapeur humide .

**TITRE DE VAPEUR :**

Le titre de vapeur d'un point M de la zone liquide + vapeur est le rapport MA / AB .

$$X = \frac{MA}{AB} = \frac{\text{Masse vapeur}}{\text{masse(liquide + vapeur)}}$$

Exemple : x = 0,1 (10 % à l'état vapeur et 90 % à l'état liquide)

x = 0,9 (90 % à l'état vapeur et 10 % à l'état liquide)

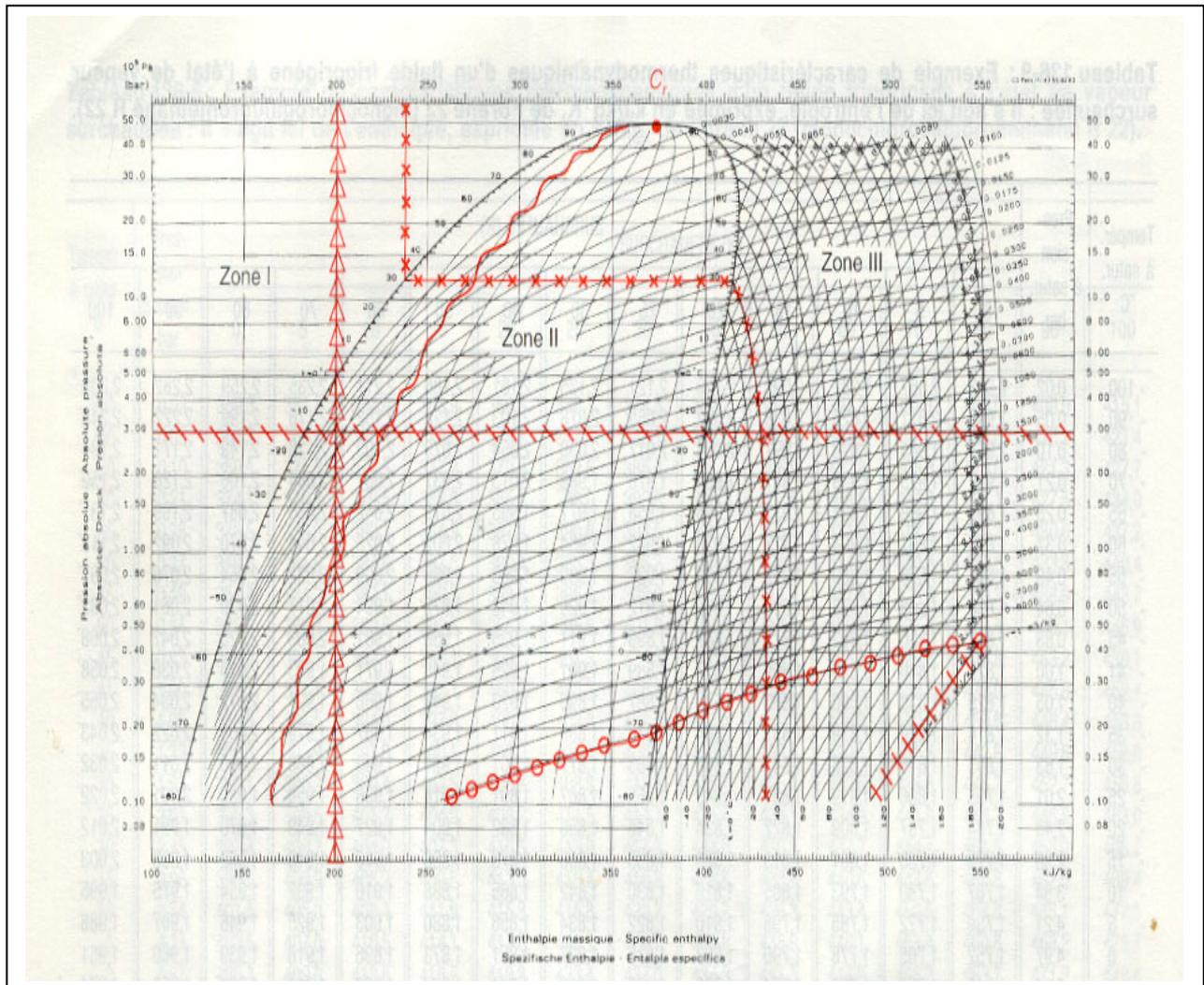
Les courbes pour lesquelles le titre en vapeur du mélange reste constant sont dites isotitriques.

La courbe de saturation est scindée en 2 branches celle dont le titre x = 0 (liquide saturée)

Et celle dont le titre $x = 1$ (vapeur saturée) .

Les autres familles de courbes existant sont : voir diagramme (h , P) .

- Courbes à température constante ou isothermes .
- Courbes à enthalpie constante ou isenthalpes .
- Courbes à volume massique constant ou isochores .
- Courbes à entropie constante ou isentropes .



Exemple 1 :

Soit un récipient dans lequel règne une pression absolue de 2,957 bar et qui contient 1 Kg de R22 liquide à la température de -36°C .

La pression reste constante on désire faire passer le fluide frigorigène à l'état de vapeur surchauffée à la T° de 0°C .

Déterminer la quantité de chaleur à fournir et indiquer les caractéristiques thermodynamiques de la vapeur surchauffée à 0°C .

Réponse:

On commence par positionner dans le diagramme (h , P) le point (a) de coordonnées $P = 2,957$ bar et $t = -36^{\circ}\text{C}$ donc on lit $h_a = 160$ KJ / Kg (voir diagramme)

Partons du point (a) à $P = \text{cte}$, la quantité de chaleur fournie est :

$$Q = h_1 - h_a = 410 - 160 = 250 \text{ KJ/Kg}.$$

La chaleur latente de vaporisation :

$$\xi = h_{10} - h_b = 400 - 182 = 218 \text{ KJ/Kg}$$

la quantité de chaleur fournie pour la surchauffe est :

$$h_1 - h_{10} = 410 - 400 = 10 \text{ KJ/Kg}$$

Les autres caractéristiques thermodynamiques du fluide frigorigène à l'état 1 (vapeur surchauffée) sont lues sur le diagramme :

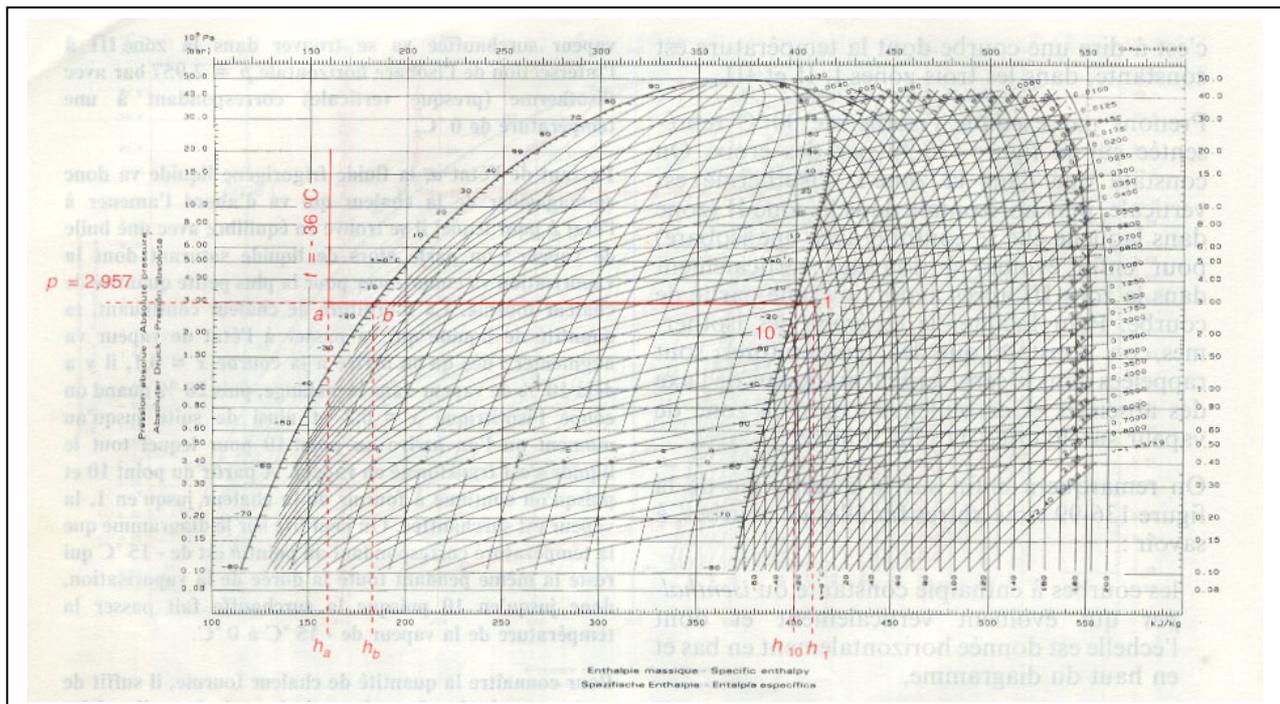
- Entropie $S_1 \approx 1,81 \text{ KJ/Kg.K}$
- Volume massique $V_1 \approx 0,0805 \text{ m}^3/\text{Kg}$ (soit $\rho \approx 12,42 \text{ Kg/ m}^3$)
- Température du liquide saturant $t_b \approx -14,5^\circ\text{C}$
- Température du vapeur saturante $t_{10} \approx -14,5^\circ\text{C}$
- D'après les tables thermodynamiques ; le tableau 1 donne :

L'état (b) du liquide saturant :

- la Température du liquide saturant pour une pression de 2,957 est -15°C
- Volume massique $V_b = 0,749 \text{ dm}^3/\text{Kg}$
- Masse volumique $\rho_b = 1,334 \text{ Kg/ dm}^3$)
- Enthalpie $h_b = 182,71 \text{ KJ/Kg}$
- Entropie $S_b = 399,5 \text{ KJ/Kg.K}$

L'état (10) de la vapeur saturante :

- Volume massique $V_{10} = 0,07764 \text{ m}^3/\text{Kg}$ (diagramme donne $V_{10} \approx 0,08 \text{ m}^3/\text{Kg}$)
- Masse volumique $\rho_{10} = 12,881 \text{ Kg/ m}^3$
- Enthalpie $h_{10} = 399,5 \text{ KJ/Kg}$ (diagramme donne $h_{10} \approx 400 \text{ KJ/K}$)
- Entropie $S_{10} = 1,775 \text{ KJ/Kg.K}$ (diagramme donne $S_{10} \approx 1,8 \text{ KJ/Kg.K}$)



Exemple 2 :

Soit 1 Kg de R22 à l'état de vapeur surchauffée à la pression de 11,92 bar et à la T° de 68°C la pression reste constante , on refroidit ce fluide de façon à ce que sa température tombe à + 20°C. Préciser les caractéristiques thermodynamiques du fluide dans son état initial et dans son état final et déterminer la quantité de chaleur à soustraire .

Réponse:

Etat initial : point (2) intersection de l'isobare 11,92 bar et l'isotherme 68°C.

- Enthalpie $h_2 = 446,5 \text{ KJ/Kg}$
- Volume massique $V_2 = 0,024 \text{ m}^3/\text{Kg}$ soit $24 \text{ dm}^3/\text{Kg}$
- Entropie $S_2 = 1,81 \text{ KJ/Kg .K}$

Etat final : point (7) intersection de l'isobare 11,92 bar et l'isotherme 20°C.

- Enthalpie $h_7 = 223 \text{ KJ/Kg}$

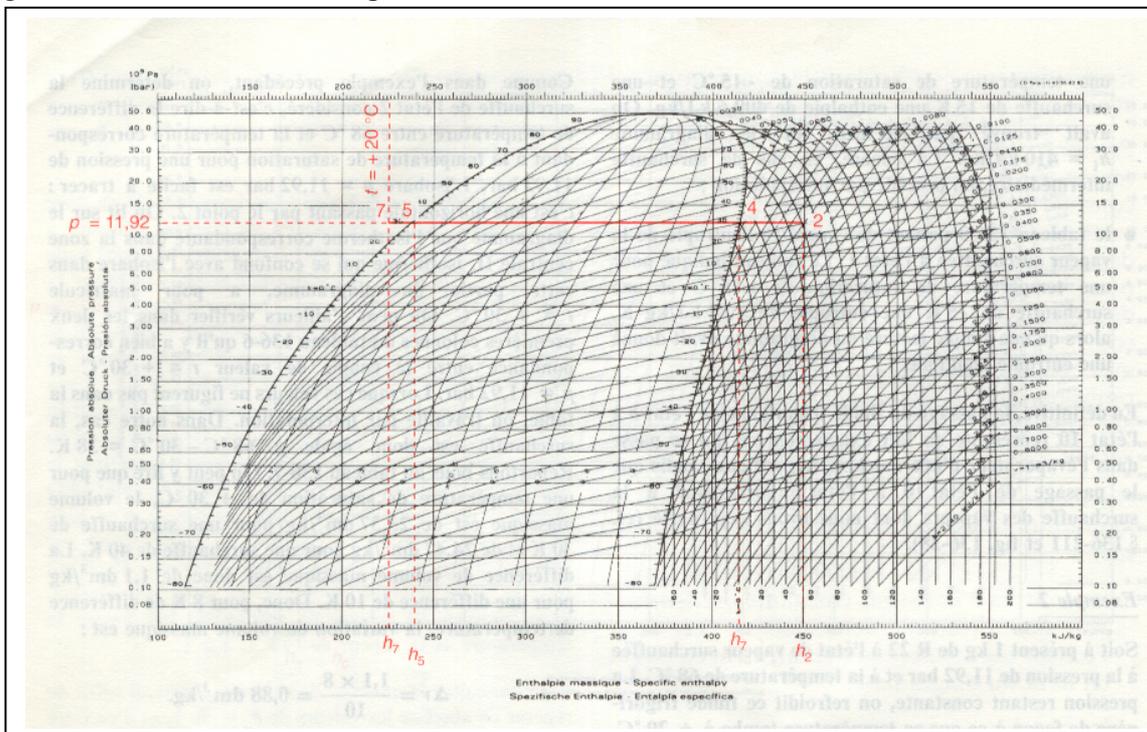
la quantité de chaleur fournie au cours de cette transformation est :

$$h_7 - h_2 = -446,5 + 223 = -223,5 \text{ KJ/Kg}$$

On peut calculer la chaleur latente de condensation entre les états 4 et 5 situés sur la courbe de saturation :

$$L_c = -(h_4 - h_5) = -(413 - 236) = -177 \text{ KJ / Kg}$$

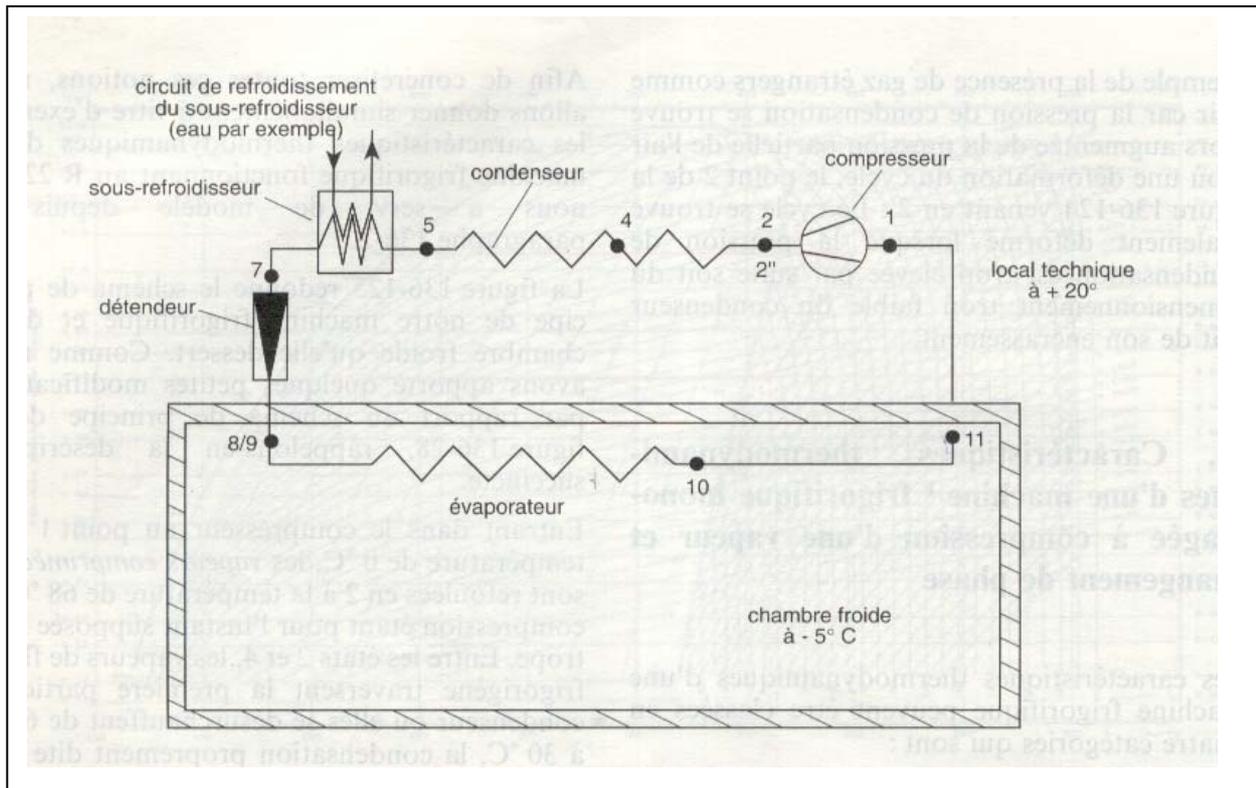
Le passage de l'état 2 à l'état 4 de vapeur saturante correspond à un phénomène de désurchauffe , le passage de l'état 5 à l'état 7 correspond à un sous refroidissement .



Les machines frigorifiques

1) Représentation du cycle théorique d'une machine frigorifique mono étagée à compression d'une vapeur dans un diagramme (h , P).

Pour tracer ce cycle on pose les hypothèses suivants :



- Compression adiabatique (isentropique)
- Pas de pertes de charges dans les tuyauteries.

FREON R 22 :

Exemple :

Etat 1 à l'aspiration du compresseur :

$$\begin{aligned}
 P_1 &= 2,957 \text{ bar} & h_1 &= 409,6 \text{ KJ/ kg} \\
 T_1 &= 0^\circ\text{C} & S_1 &= 1,81 \text{ KJ/ kg} \\
 V_1 &= 83,43 \text{ dm}^3 / \text{Kg}
 \end{aligned}$$

Etat 2 au refoulement du compresseur :

$$\begin{aligned}
 P_2 &= 11,92 \text{ bar} & h_2 &= 446,56 \text{ KJ/ kg}
 \end{aligned}$$

$$T_2 = 68^\circ\text{C} \quad S_2 = 1,81 \text{ KJ/ kg}$$

$$V_2 = 24,25 \text{ dm}^3 / \text{Kg}$$

L'absence de l'état 3 et 6 provient du fait que pour des raisons de simplification, on ne prévoit ni désurchauffe, ni sous refroidissement intermédiaire .

Etat 4 à l'entrée de la zone de condensation :

$$P_4 = 11,92 \text{ bar} \quad h_4 = 414,62 \text{ KJ/ kg}$$

$$T_4 = 30^\circ\text{C} \quad S_4 = 1,71 \text{ KJ/ kg}$$

$$V_4 = 19,74 \text{ dm}^3 / \text{Kg}$$

Etat 5 à la sortie du condenseur :

$$P_5 = 11,92 \text{ bar} \quad h_5 = 236,75 \text{ KJ/ kg}$$

$$T_5 = 30^\circ\text{C} \quad S_5 = 1,12 \text{ KJ/ kg}$$

$$V_5 = 0,851 \text{ dm}^3 / \text{Kg}$$

Etat 7 à l'entrée du détendeur :

$$P_7 = 11,92 \text{ bar} \quad h_7 = 225 \text{ KJ/ kg}$$

$$T_7 = 20^\circ\text{C}$$

S_7 : n'est donnée ni dans les tables ni sur le diagramme (nous n'en aurons pas besoin)

$V_7 = 0,824 \text{ dm}^3 / \text{Kg}$ (même valeur que pour une température à saturation de $+20^\circ\text{C}$ même si P n'est pas la même puisque les liquides sont incompressible) .

Etat 8/9 :sortie détendeur et entrée évaporateur :

$$P_{8/9} = 2,957 \text{ bar} \quad h_{8/9} = 225 \text{ KJ/ kg}$$

$$T_{8/9} = -15^\circ\text{C} \quad S_{8/9} \text{ (n'est donnée ni dans les tables ni sur le diagramme)} \quad V_{8/9} = 16 \text{ dm}^3 / \text{Kg}$$

Etat 10 :sortie de l'évaporateur :

$$P_{10} = 2,957 \text{ bar} \quad h_{10} = 399,5 \text{ KJ/ kg}$$

$$T_{10} = -15^\circ\text{C} \quad S_{10} = 1,77 \text{ KJ/Kg.K}$$

$$V_{10} = 77,63 \text{ dm}^3 / \text{Kg}$$

Tracé du cycle voir diagramme (h ,P) :

2°) Représentation du cycle réel d'une machine frigorifique monoétagée à compression d'une vapeur dans un diagramme (h , P) :

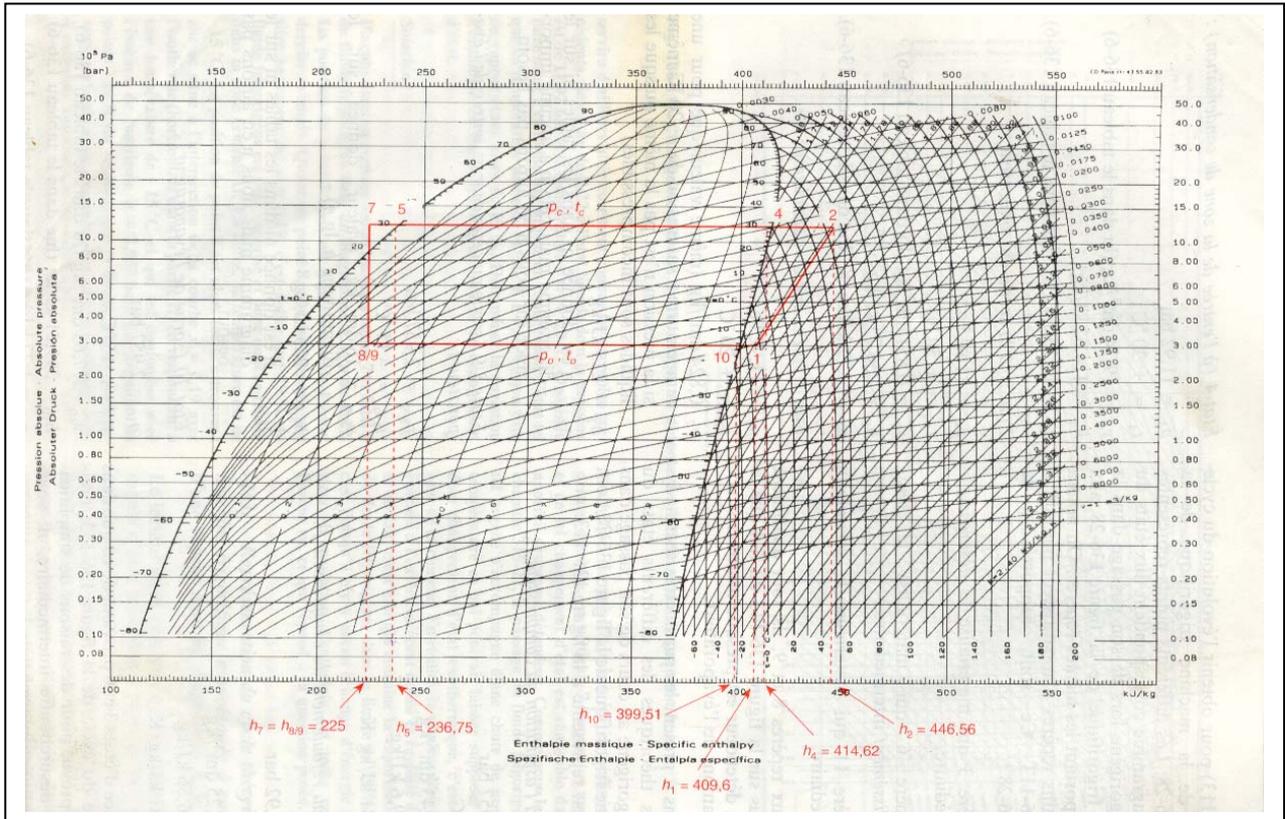
Le cycle précédent est un cycle théorique qui ne tient compte ni du fonctionnement réel du compresseur dont la compression polytropique fait intervenir un rendement indiqué η_i et dont le mouvement des organes mobiles fait intervenir un rendement mécanique η_m ni des pertes de charges dans les tuyauteries et les accessoires.

3°) Bilan énergétique d'un cycle frigorifique :

a)Détendeur : Au passage de l'orifice calibré du détendeur, le liquide subit une chute de pression provoquant d'une part sa vaporisation partielle et, d'autre part un refroidissement jusqu'à la température de vaporisation du liquide restant .

la détente du liquide est une détente isenthalpique au cours de laquelle la quantité de chaleur totale contenue dans le liquide en amont du détendeur et dans le mélange liquide vapeur en aval de l'orifice n'a pas varié ,il n'y a eu que transfert d'énergie et modification de l'état physique du fluide .

$$h_4 = h_5 \quad (\text{KJ/Kg})$$



b) Evaporateur :

le fluide injecté à l'évaporateur dans l'état 5 est un mélange liquide-vapeur de titre "x" est caractérisé par sa pression P_e et sa température T_e , il se vaporise de 5 en 1 grâce à l'apport calorifique provenant du milieu extérieur .

la quantité de chaleur absorbée au cours de cette transformation représente donc le froid produit soit :

$$q_{em} = h_1 - h_5 \quad (\text{KJ/Kg})$$

$(h_1 - h_5)$: indique donc le froid produit par Kg de fluide en circulation dans l'installation .

-Débit massique :

On a : $q_m = \Phi_0 / q_{em} \quad (\text{Kg/s})$

Avec q_{em} : Production frigorifique massique (KJ/Kg)

Φ_0 : Puissance frigorifique de la machine (KW) .

-Production frigorifique par m³ aspiré :

Si V_1 est le volume massique des vapeurs aspirées en 1 ,nous aurons ;

$$q_{ev} = q_{em} / V_1 \quad (\text{KJ/ m}^3)$$

-Débit volume aspiré :

$$V_a = q_m \cdot V_1 \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

-Volume horaire balayé :

$$V_b = V_a / \eta_v \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

η_v : rendement volumétrique

$$\eta_v = (1 - 0,05 \cdot P_c / P_e)$$

c) Bilan du compresseur :

Entrant au compresseur à l'état 1 le fluide reçoit du milieu extérieur (moteur de commande) une certaine quantité d'énergie mécanique, qui avec l'élévation de pression et de la température augmente son enthalpie, l'état final de la transformation est le point 2 représentant l'état du fluide en fin de compression .

Le travail théorique du compresseur à pour valeur par Kg de fluide :

$$W_{th} = h_2 - h_1 \quad (\text{KJ/Kg})$$

La puissance électrique qu'on doit avoir aux bornes du moteur se calcule selon le synoptique suivant :

-Puissance nécessaire pour assurer la compression théorique isentropique : P_{is}

↓

Rendement indiqué η_i :

- Puissance nécessaire pour assurer la compression réelle polytropicou puissance indiquée.

$$P_i = P_{is} / \eta_i$$

↓

Rendement mécanique du compresseur η_m :

-Puissance nécessaire sur l'arbre vilebrequin du compresseur ou puissance effective.

$$P_e = P_i / \eta_m = P_{is} / \eta_i \cdot \eta_m$$

↓

Rendement de transmission entre moteur électrique et arbre vilebrequin : η_t

-Puissance délivrée par le moteur électrique

$$P_d = P_e / \eta_t = P_{is} / \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_t$$

↓

Rendement aux bornes du moteur électrique ou puissance absorbée sur le réseau.

$$P_a = P_d / \eta_{el} = P_{is} / \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_{el}$$

EXEMPLE :

$$\eta_i = 0,8 \quad \eta_m = 0,9 \quad \eta_t = 0,97 \quad \eta_{el} = 0,87$$

On peut alors définir un rendement global η_G tel que :

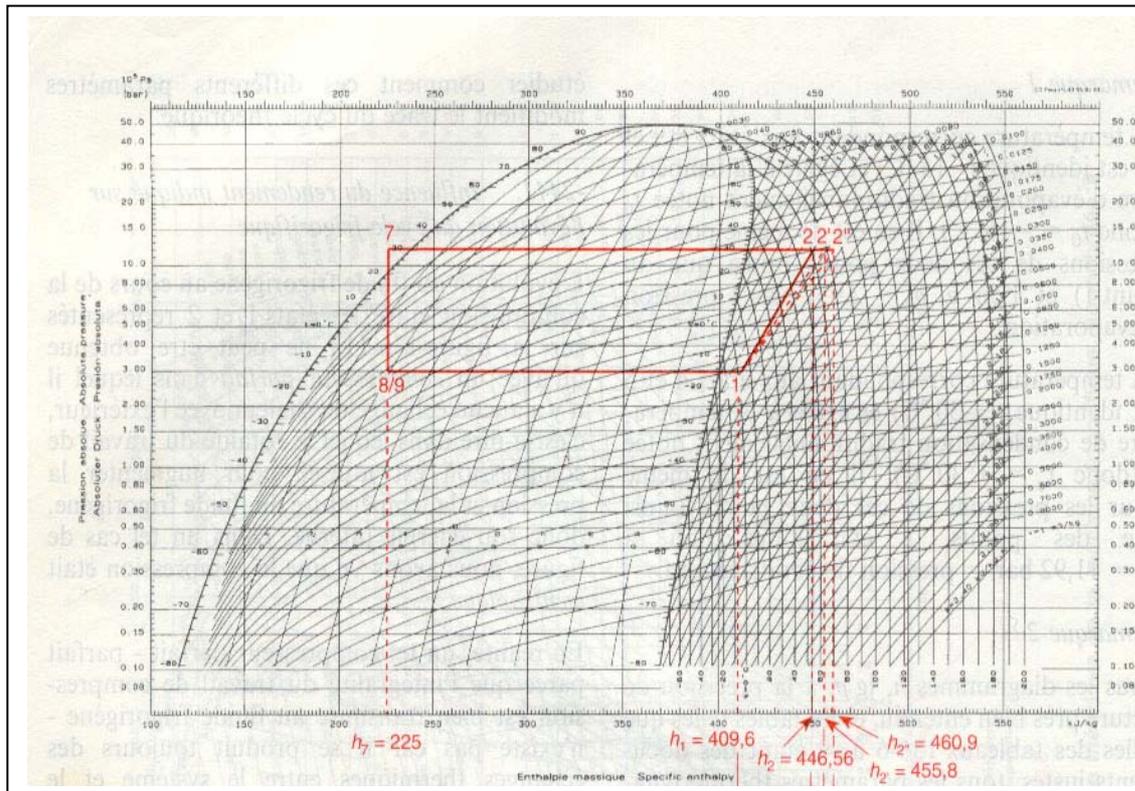
$$\eta_G = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_{el}$$

$$\eta_G = 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,97 \cdot 0,87 = 0,6076$$

$$P_{is} = 6,62 \text{ KW} \quad \text{d'ou } P_a = P_{is} / \eta_G = 10,9 \text{ KW}$$

Donc l'énergie mécanique fournie au fluide pour sa compression réelle .

$$W_{réelle} = W_{th} / \eta_i \cdot \eta_m$$



d) condenseur :

Sortant du compresseur à l'état 2 le fluide est admis au condenseur, ou il se désurchauffe puis se condense pour en être évacué sous forme liquide à l'état 4.

Le fluide extérieur qui a permis cette transformation a enlevé au fluide frigorigène la quantité de chaleur absorbée à l'évaporateur ainsi que celle correspondant à l'équivalent du travail de compression. la variation d'enthalpie qui en résulte est égale à :

$$q_{cm} = h_4 - h_2 \quad \text{et} \quad q_{cm} = q_{em} + W \quad (1^{er} \text{ principe})$$

e) Coefficient de performance frigorifique :

C'est par définition le rapport du froid produit q_{em} au travail de compression :

$$\epsilon = q_{em} / W = (h_1 - h_5) / (h_2 - h_1)$$

f) Rendement par rapport au cycle de Carnot :

$$\eta_c = \epsilon / \epsilon_c \quad \text{avec} \quad \epsilon_c = T_e / (T_c - T_e)$$

EXEMPLE :

Pour la machine frigorifique déjà étudiée on a :

$$\begin{aligned} T_e &= -15^\circ\text{C} \quad ; \quad T_c = 30^\circ\text{C} \quad \text{donc} \quad \epsilon_c = T_e / (T_c - T_e) = 5,73 \\ h_1 &= 409,6 \text{ KJ/Kg} \quad ; \quad h_2 = 446,56 \text{ KJ/Kg} \quad ; \quad h_5 = h_4 = 236,75 \text{ KJ/Kg} \\ h_1 - h_5 &= 172,25 \text{ KJ/Kg} \\ h_2 - h_1 &= 36,96 \text{ KJ/Kg} \quad \quad \quad \epsilon = 4,66 \end{aligned}$$

$$\eta_c = 81.33 \%$$

f) Les caractéristiques thermodynamiques d'une machine frigorifique mono étagée à compression d'une vapeur et changement de phase :

Les caractéristiques thermodynamiques d'une machine frigorifique peuvent être classées en quatre catégories qui sont :

-Les caractéristiques thermodynamiques à savoir :

- Production frigorifique massique .
- Production frigorifique volumique .
- Débit massique du fluide frigorigène .
- Débit volumique du fluide frigorigène .
- Puissance frigorifique (KW) .

-Les caractéristiques géométrique du compresseur :

- Volume balayé .
- Volume géométrique .
- Course .
- Alésage .

-Les caractéristiques mécanique :

- Pression .
- Puissance du compresseur .

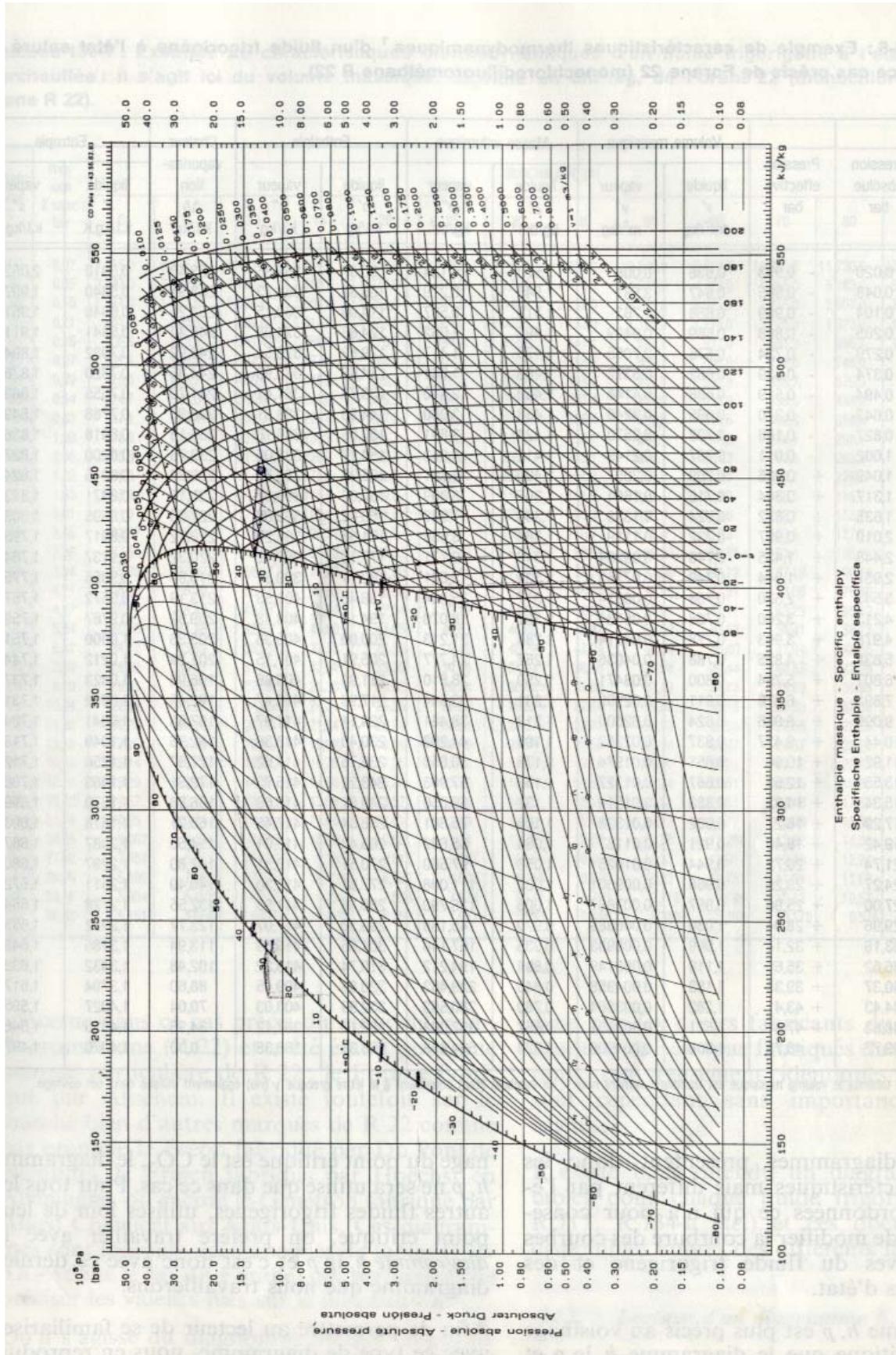
-Les caractéristiques qualitatives :

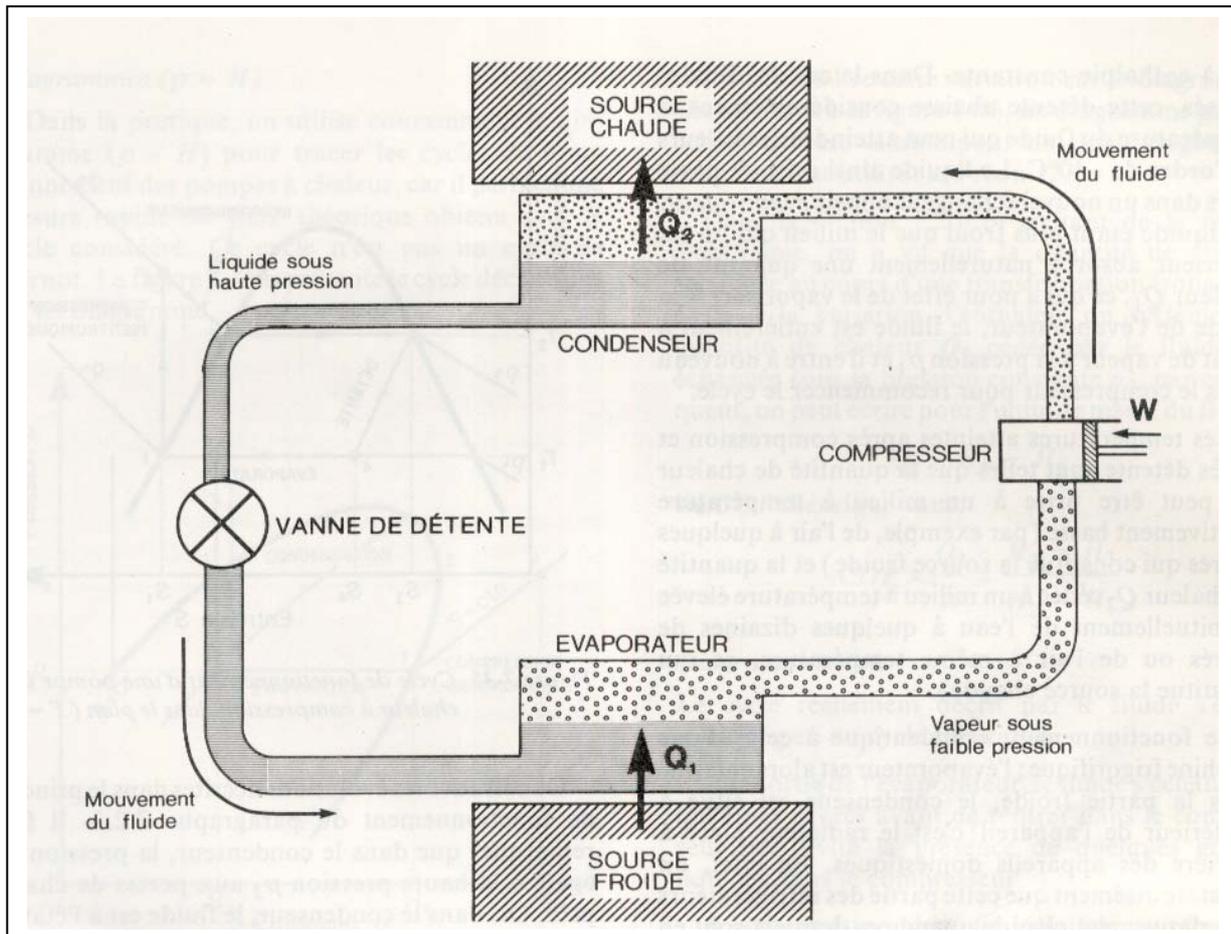
- Taux de compression .
- Rendement volumétrique .
- Coefficient de performance .
- Degré de qualité (rendement de la machine) .

Tableau 136-6 : Exemple de caractéristiques thermodynamiques ¹ d'un fluide frigorigène à l'état saturé : il s'agit dans ce cas précis de Forane 22 (monochlorodifluorométhane R 22).

Température <i>t</i> °C.	Pression absolue bar	Pression effective bar	Volume massique		Masse volumique		Enthalpie		Chaleur vaporisa- tion Δh kJ/kg	Entropie	
			liquide v' dm ³ /kg	vapeur v'' m ³ /kg	liquide ρ' kg/dm ³	vapeur ρ'' kg/m ³	liquide h' kJ/kg	vapeur h'' kJ/kg		liquide s' kJ/kg.K	vapeur s'' kJ/kg.K
-100	0,020	- 0,993	0,636	8,008	1,570	0,124	95,87	359,35	263,48	0,5310	2,0526
- 90	0,048	- 0,965	0,647	3,581	1,545	0,279	105,32	364,23	258,91	0,5840	1,9976
- 80	0,104	- 0,909	0,658	1,763	1,519	0,567	114,90	369,15	254,25	0,6349	1,9512
- 70	0,205	- 0,808	0,669	0,9409	1,493	1,062	124,66	374,08	249,42	0,6841	1,9118
- 65	0,279	- 0,734	0,675	0,7055	1,479	1,417	129,62	376,54	246,92	0,7082	1,8944
- 60	0,374	- 0,639	0,682	0,5372	1,466	1,861	134,63	378,98	244,35	0,7320	1,8783
- 55	0,494	- 0,519	0,688	0,4148	1,452	2,410	139,71	381,41	241,70	0,7555	1,8634
- 50	0,643	- 0,370	0,695	0,3246	1,438	3,080	144,85	383,81	238,96	0,7788	1,8496
- 45	0,827	- 0,186	0,702	0,2570	1,424	3,891	150,05	386,18	236,13	0,8018	1,8367
- 41	1,002	- 0,011	0,707	0,2149	1,412	4,653	154,27	388,05	233,78	0,8200	1,8270
- 40	1,049	+ 0,036	0,709	0,2057	1,409	4,861	155,32	388,52	233,20	0,8245	1,8247
- 35	1,317	+ 0,304	0,716	0,1664	1,395	6,009	160,66	390,82	230,16	0,8471	1,8135
- 30	1,635	+ 0,622	0,724	0,1358	1,380	7,363	166,07	393,07	227,00	0,8695	1,8030
- 25	2,010	+ 0,997	0,732	0,1119	1,365	8,936	171,55	395,27	223,72	0,8917	1,7932
- 20	2,448	+ 1,435	0,740	0,09284	1,349	10,771	177,10	397,42	220,32	0,9137	1,7840
- 15	2,957	+ 1,944	0,749	0,07763	1,334	12,881	182,71	399,51	216,80	0,9355	1,7753
- 10	3,543	+ 2,530	0,758	0,06534	1,317	15,304	188,40	401,53	213,13	0,9572	1,7670
- 5	4,213	+ 3,200	0,768	0,05534	1,301	18,070	194,16	403,48	209,32	0,9787	1,7592
0	4,976	+ 3,963	0,778	0,04714	1,284	21,213	200,00	405,36	205,36	1,0000	1,7518
5	5,838	+ 4,825	0,788	0,04036	1,267	24,777	205,91	407,15	201,24	1,0212	1,7447
10	6,807	+ 5,794	0,800	0,03471	1,250	28,810	211,90	408,86	196,96	1,0423	1,7378
15	7,891	+ 6,878	0,811	0,02999	1,231	33,344	217,98	410,47	192,49	1,0632	1,7312
20	9,099	+ 8,086	0,824	0,02600	1,213	38,461	224,14	411,97	187,83	1,0841	1,7248
25	10,44	+ 9,427	0,837	0,02262	1,193	44,208	230,40	413,36	182,96	1,1049	1,7185
30	11,92	+ 10,90	0,851	0,01974	1,173	50,658	236,75	414,62	177,87	1,1256	1,7123
35	13,55	+ 12,53	0,867	0,01727	1,153	57,903	243,22	415,73	172,51	1,1463	1,7061
40	15,34	+ 14,32	0,883	0,01514	1,131	66,050	249,81	416,69	166,88	1,1670	1,6999
45	17,29	+ 16,27	0,902	0,01328	1,108	75,301	256,54	417,45	160,91	1,1878	1,6935
50	19,42	+ 18,40	0,921	0,01167	1,084	85,689	263,43	418,01	154,58	1,2087	1,6870
55	21,74	+ 20,72	0,944	0,01025	1,059	97,560	270,51	418,31	147,80	1,2297	1,6801
60	24,27	+ 23,25	0,968	0,009001	1,032	111,098	277,81	418,30	140,49	1,2511	1,6728
65	27,00	+ 25,98	0,997	0,007887	1,003	126,790	285,38	417,93	132,55	1,2728	1,6648
70	29,96	+ 28,94	1,030	0,006889	0,970	145,158	293,30	417,07	123,77	1,2952	1,6559
75	33,16	+ 32,14	1,069	0,005983	0,935	167,140	301,65	415,59	113,94	1,3185	1,6456
80	36,62	+ 35,60	1,118	0,005149	0,894	194,212	310,74	413,22	102,48	1,3432	1,6334
85	40,37	+ 39,35	1,183	0,004358	0,845	229,463	320,85	409,45	88,60	1,3704	1,6178
90	44,43	+ 43,41	1,282	0,003564	0,780	280,583	332,99	403,03	70,04	1,4027	1,5956
95	48,83	+ 47,81	1,521	0,002551	0,657	392,003	352,17	387,12	34,95	1,4535	1,5484
96	49,77	+ 48,75	1,906	0,001906	0,524	524,658	368,38	368,38	0,00	1,4970	1,4970

¹⁾ Dans ce type de tableau, le volume massique est traditionnellement noté v , ce symbole étant équivalent à la lettre grecque ν (nu) également utilisée dans cet ouvrage.



POMPE A CHALEUR*Principe de fonctionnement :*

Le principe de fonctionnement d'une P.A.C est similaire à une machine frigorifique , c'est une machine ditherme qui reçoit du travail, prélève de la chaleur à une source froide et restitue de la chaleur à une source chaude .

Exemple de calcul d'un COP ou efficacité ϵ :

Une P.A.C fonctionne avec du Fréon 12. la haute pression est de 1500 Kpa et la basse pression de 220 Kpa .

On demande d'évaluer le C.O.P théorique en négligeant le réchauffement de quelques degrés à la sortie de l'évaporateur ainsi que le refroidissement avant la détente .

On suppose que le rendement isentropique du compresseur est égal à 1 .

Réponse :

Dans le diagramme du fréon R12 , on trace les paliers de pression à 1500 Kpa et 220 Kpa , le diagramme indique que la température dans le condenseur est de 60°C et dans l'évaporateur de - 10°C .

Le C.O.P d'une pompe à chaleur fonctionnant entre ces deux T° suivant un cycle de Carnot
Serait :

$$\text{C.O.P}_{\text{maximal théorique}} = T_c / (T_c - T_e) = 333 / (333 - 263) = 4,75$$

Si maintenant, on trace la trajectoire de la détente isenthalpique 3-4 et la courbe de compression suivant une ligne prallèle 1-2 aux courbe $S = \text{cte}$, on obtint le cycle qui correspond à l'énoncé du problème on peut lire alors :

$$h_1 = 568,5 \text{ KJ/Kg} ; \quad h_2 = 595,5 \text{ KJ/Kg} ; \quad h_3 = 478,6 \text{ KJ/Kg}$$

$$\text{C.O.P} = (h_2 - h_3) / (h_2 - h_1) = 4,3$$

Le titre du mélange en fin de détente est : $x = 0,45$

Si le rendement isentropique : $\eta_{is} = 0,75$ le C.O.P devient :

$$\text{C.O.P} = \eta_{is} \cdot (h_2 - h_3) / (h_2 - h_1) = 3,22$$

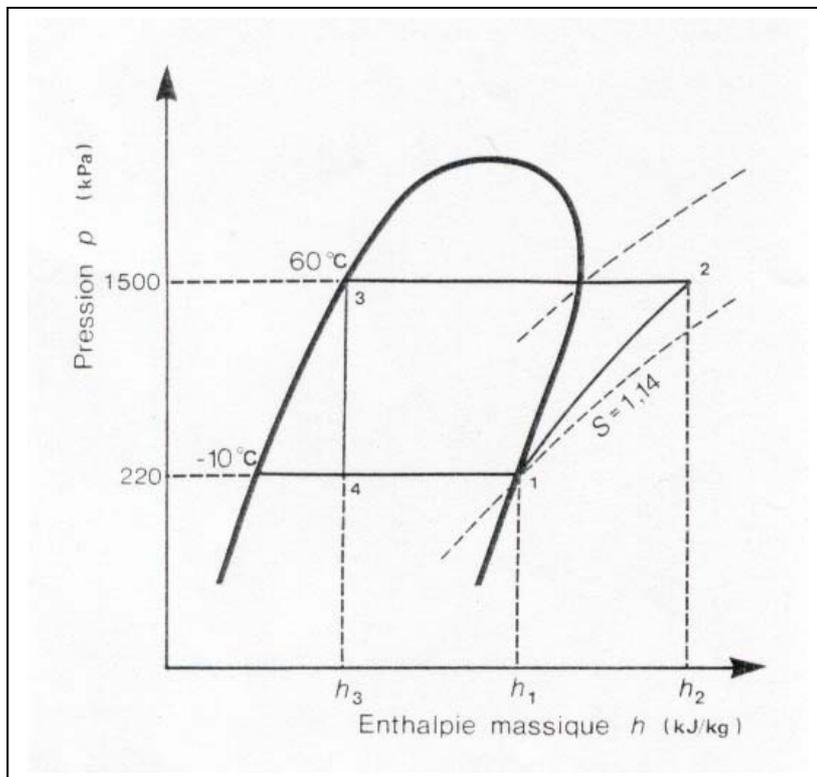
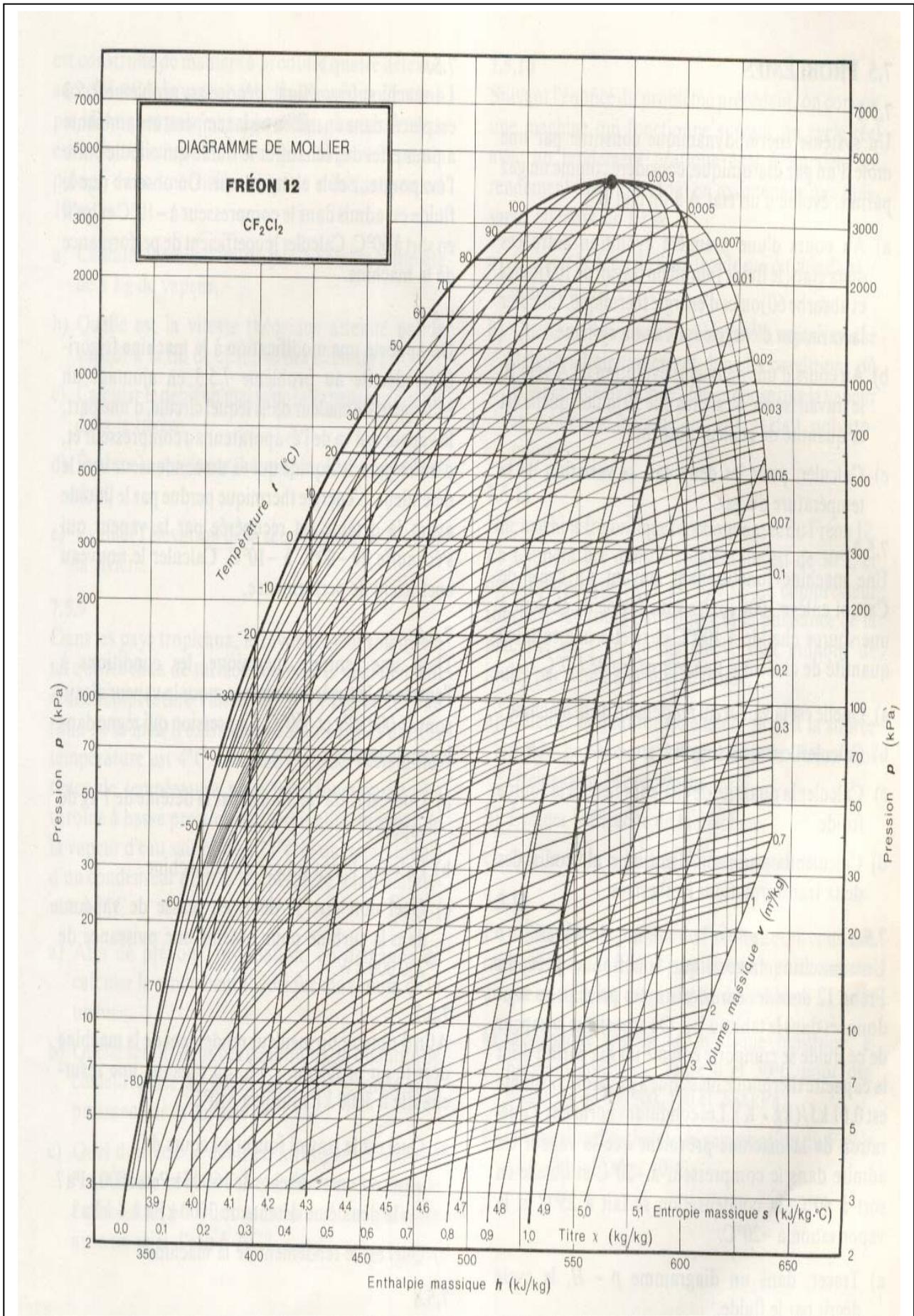


Tableau 327-15a : Caractéristiques du R 12 à l'état saturé.

Température <i>t</i> °C	Pression absolue <i>p_a</i> bar	Pression effective <i>p_e</i> bar	Volume massique		Masse volumique		Enthalpie		Chaleur vaporisation Δh kJ/kg	Entropie	
			liquide <i>v'</i> dm ³ /kg	vapeur <i>v''</i> m ³ /kg	liquide ρ' kg/dm ³	vapeur ρ'' kg/m ³	liquide <i>h'</i> kJ/kg	vapeur <i>h''</i> kJ/kg		liquide <i>s'</i> kJ/kg.K	vapeur <i>s''</i> kJ/kg.K
-100	0,011	- 1,002	0,599	10,10	1,669	0,099	112,01	305,85	193,84	0,6010	1,7203
-90	0,028	- 0,985	0,607	4,416	1,645	0,226	120,56	310,30	189,74	0,6489	1,6849
-80	0,061	- 0,952	0,616	2,138	1,621	0,467	129,12	314,86	185,74	0,6945	1,6560
-70	0,122	- 0,891	0,626	1,127	1,595	0,887	137,73	319,49	181,76	0,7379	1,6325
-60	0,226	- 0,787	0,636	0,6379	1,570	1,567	146,39	324,16	177,77	0,7794	1,6134
-50	0,391	- 0,622	0,647	0,3831	1,543	2,610	155,11	328,83	173,72	0,8194	1,5978
-45	0,504	- 0,509	0,653	0,3027	1,529	3,303	159,50	331,17	171,67	0,8388	1,5912
-40	0,641	- 0,372	0,659	0,2419	1,516	4,133	163,90	333,49	169,59	0,8579	1,5852
-35	0,807	- 0,206	0,665	0,1954	1,502	5,117	168,33	335,81	167,48	0,8766	1,5798
-30	1,004	- 0,009	0,672	0,1594	1,488	6,273	172,78	338,11	165,33	0,8950	1,5749
-29	1,048	+ 0,035	0,673	0,1532	1,485	6,527	173,67	338,57	164,90	0,8987	1,5740
-25	1,237	+ 0,224	0,678	0,1312	1,473	7,621	177,25	340,40	163,15	0,9132	1,5706
-20	1,509	+ 0,496	0,685	0,1088	1,458	9,191	181,74	342,66	160,92	0,9310	1,5666
-15	1,826	+ 0,813	0,692	0,09102	1,443	10,986	186,27	344,91	158,64	0,9486	1,5631
-10	2,191	+ 1,178	0,700	0,07665	1,428	13,046	190,81	347,12	156,31	0,9660	1,5599
-5	2,610	+ 1,597	0,707	0,06496	1,412	15,394	195,39	349,32	153,93	0,9831	1,5571
0	3,086	+ 2,073	0,715	0,05539	1,396	18,053	200,00	351,48	151,48	1,0000	1,5545
5	3,626	+ 2,613	0,724	0,04749	1,380	21,057	204,65	353,60	148,95	1,0167	1,5522
10	4,233	+ 3,220	0,733	0,04091	1,363	24,443	209,33	355,69	146,36	1,0332	1,5501
15	4,914	+ 3,901	0,742	0,03541	1,346	28,240	214,06	357,74	143,68	1,0496	1,5482
20	5,673	+ 4,660	0,752	0,03078	1,328	32,488	218,83	359,74	140,91	1,0659	1,5465
25	6,516	+ 5,503	0,762	0,02685	1,310	37,243	223,67	361,69	138,02	1,0820	1,5449
30	7,449	+ 6,436	0,773	0,02351	1,292	42,535	228,56	363,58	135,02	1,0980	1,5434
35	8,477	+ 7,464	0,785	0,02064	1,272	48,449	233,52	365,41	131,89	1,1140	1,5420
40	9,607	+ 8,594	0,798	0,01817	1,253	55,035	238,56	367,17	128,61	1,1299	1,5406
45	10,84	+ 9,82	0,811	0,01603	1,232	62,383	243,68	368,84	125,16	1,1458	1,5392
50	12,19	+ 11,17	0,825	0,01417	1,211	70,571	248,91	370,42	121,51	1,1618	1,5378
55	13,66	+ 12,64	0,841	0,01254	1,188	79,744	254,25	371,89	117,64	1,1778	1,5363
60	15,26	+ 14,24	0,858	0,01111	1,165	90,009	259,72	373,24	113,52	1,1939	1,5347
65	16,99	+ 15,97	0,876	0,009847	1,140	101,553	265,34	374,43	109,09	1,2102	1,5328
70	18,86	+ 17,84	0,897	0,008725	1,114	114,613	271,13	375,46	104,33	1,2268	1,5308
75	20,87	+ 19,85	0,920	0,007723	1,086	129,483	277,13	376,26	99,13	1,2436	1,5283
80	23,05	+ 22,03	0,946	0,006821	1,056	146,606	283,37	376,81	93,44	1,2608	1,5254
85	25,38	+ 24,36	0,976	0,006005	1,024	166,527	289,91	377,02	87,11	1,2786	1,5217
90	27,88	+ 26,86	1,012	0,005258	0,988	190,186	296,82	376,78	79,96	1,2970	1,5172
95	30,57	+ 29,55	1,056	0,004563	0,946	219,154	304,21	375,92	71,71	1,3165	1,5112
100	33,44	+ 32,42	1,113	0,003903	0,898	256,213	312,30	374,10	61,80	1,3374	1,5031
110	39,78	+ 38,76	1,364	0,002462	0,733	406,173	333,53	361,98	28,45	1,3915	1,4657
112	41,15	+ 40,13	1,792	0,001792	0,558	558,035	347,40	347,40	00,00	1,4270	1,4270



***Module : THERMODYNAMIQUE
GUIDE DES TRAVAUX DIRIGES***

I.TD1 : GENERALITES SUR LATHERMODYNAMIQUE :

I.1 . Objectifs visés :

Connaître les définitions générales permettant la compréhension de la thermodynamique.

I.2 . Durée du TD : 1 heure

I.1 . Utilisons la formule : $\theta^{\circ}_F = 1,8.\theta^{\circ}_C + 32$

Calculer : :

Les températures : θ°_F et θ°_C pour lesquelles on peut écrire l'égalité : $\theta^{\circ}_F = 5.\theta^{\circ}_C$

Rép. : $\theta^{\circ}_F = 50$; $\theta^{\circ}_C = 10$

I.2 . Définir les trois modes de transfert de chaleur.

I.3 . Définir une transformation thermodynamique .

I.4 . Convertir la température (- 32°_C) en degré kelvin (K) .

II.TD2 : Echange du travail :

II.1 . Objectifs visés :

- Connaître l'expression générale du travail.
- Etre capable de calculer le travail échangé au cours d'une transformation et le travail au cours d'un cycle .

II.2 . Durée du TD : 5 heures

II.3 . Une masse d'air de 1 Kg parcourt un cycle qui comprend les transformations 1-2,2-3,3-1

Transformation 1-2 : état initiale 1 : $P_1 = 10 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$, $V_1 = 0,88 \text{ m}^3$

Etat finale 2 : $P_2 = 40 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$

La loi de variation de P en fonction de V se réduit à : $V = \text{cte} = 0,88 \text{ m}^3$

Transformation 2-3 : état final 3 : $P_3 = 10 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$

La loi de variation de P en fonction de V est telle que : $PV = \text{cte}$

Transformation 3-1 :

La loi de variation de P en fonction de V se réduit à $P = \text{cte} = 10 \cdot 10^4 \text{ N/m}^2$

Tracer le cycle dans le diagramme (P,V) et établir son bilan mécanique ?

Réponse : -221 KJ

II.4 . Les caractéristiques d'un cycle relatif à une masse d'air de 1Kg sont reportées sur le diagramme de Clapeyron (P,V)

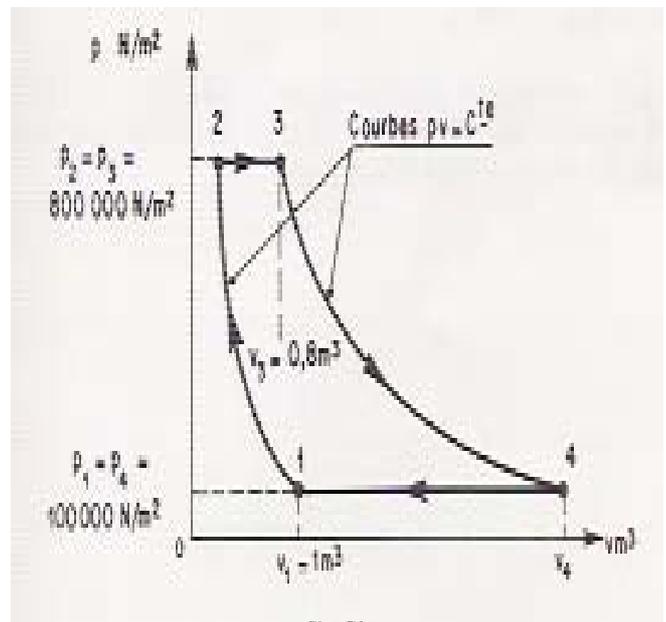
On donne :

$$P_2 = P_3 = 8,10^5 \text{ N/m}^2$$

$$P_1 = P_4 = 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$V_1 = 1 \text{ m}^3, V_3 = 0,8 \text{ m}^3$$

Réponse : **1120 KJ**



III . TD 3 :Calorimétrie**III.1. Objectifs visés :**

- Connaître les principes de la calorimétrie .
- Connaître les lois de : Mariotte , Gay Lussac ,Charles .
- Connaître la loi des gaz parfaits .
- Connaître les coefficients calorimétriques d'un gaz parfait .

III.2. Durée du TD : 5 heures

III .1.Quelle quantité d'eau à 95°C faut-il mélanger à 5 Kg d'eau à 12°C pour obtenir un mélange à 36°C

Rép. :m=2 Kg .

III .2. Calculer la quantité de chaleur à fournir à 20 Kg d'eau pour élever sa température de -30°C à 250°C sous la pression atmosphérique.

Chaleur massique de la glace : $C_1 = 2,09 \text{ kJ / Kg.K}$

Chaleur massique de l'eau : $C_2 = 4,18 \text{ kJ / Kg.K}$

Chaleur massique de la vapeur d'eau entre 100°C et 200°C : $C_3 = 1,78 \text{ kJ / Kg.K}$

Chaleur massique de la vapeur d'eau entre 200°C et 300°C : $C_4 = 1,83 \text{ kJ / Kg.K}$

Chaleur latente de fusion de la glace : $L_f = 335 \text{ KJ/Kg}$

Chaleur latente de vaporisation : $L_v = 2500 \text{ KJ/Kg}$

Rép. : $Q = 71704 \text{ KJ}$

III .3 A la température 0°C et à la pression 101300 N/ m^2 , une masse d'air de 1 Kg occupe un volume de 0.774 m^3 .

Si le volume ne change pas et si la température est portée à 100°C , quelle est la pression de l'air .

Rép. : $P = 13,84 \cdot 10^4 \text{ N/ m}^2$.

III .4 Entre 30°C et 45°C la chaleur massique de l'aluminium est une fonction de la température : $C(T) = C_0 T^3/T_0^3$.

Avec $C_0 = 71 \text{ J/g.K}$ et $T_0 = 400 \text{ K}$.

On se propose de porter la température d'un bloc d'aluminium de masse $m = 36 \text{ g}$ de $t_1 = 30^\circ\text{C}$ à $t_2 = 45^\circ\text{C}$ au moyen d'une résistance électrique $R = 2,72 \Omega$ (indépendante de la température) parcourue par un courant d'intensité $I = 0,6 \text{ A}$.

Calculer la durée de chauffe .

Rép. : $t = 5 \text{ heures}$.

III .5 Calculer la température de fin de compression T_2 d'un gaz parfait sachant que :

$$P_1 = 2,4 \text{ bars}$$

$$P_2 = 12 \text{ bars}$$

$$t_1 = 20^\circ\text{C}$$

$$\gamma = 1,32$$

Rép. : $T_2 = 433 \text{ K}$

IV.TD4 :intitulé du TD : Premier Principe de la thermodynamique.

IV.1.Objectifs visés :- Connaître le principe d'équivalence.
- Connaître le premier principe de la thermodynamique.

IV.2.Durée du TD : 6 heures

IV.3. 1m^3 d'air (G.P) à la pression $P_1=10\text{ atm}$,subit une détente à température constante ,la pression finale est $P_2=1\text{ atm}$.
Déterminer le travail échangé par le gaz avec le milieu extérieur au cours de cette détente, ainsi que la quantité de chaleur échangée avec le milieu extérieur .
Rép. $Q = -W = 2300\text{ KJ}$

IV.4. On considère 2moles d'oxygène (G.P) que l'on peut faire passer réversiblement de l'état initial $A(P_a, V_a, T_a)$ à l'état final $B(P_b = 3P_a, V_b, T_a)$ à l'état final $B(P_b = 3P_a, V_b, T_b)$ par 3 chemins distincts :

- Chemin A1B (transformation isotherme)
- Chemin A1B (représenté par une droite)
- Chemin A3B (représenté par un isochore suivi d'un isobare)

Calculer les travaux et les quantités de chaleur mise en jeu durant ces 3transformations en fonction de R et T

$$A.N : T = 300\text{K} \quad R = 8,32\text{ J/ mol.K}$$

$$\text{REP} : W_1 = -Q_1 = 2,1\text{ RT.}$$

$$W_2 = -Q_2 = 8/3\text{ RT.}$$

$$W_3 = -Q_3 = 4\text{ RT.}$$

IV.5. On chauffe un récipient contenant 6g d'hydrogène (G.P) dont la température, s'élève de 15°C à 30°C . Calculer :

- a) la variation d'énergie interne du gaz au cours de chauffage
- b) la quantité de chaleur reçue par le gaz si ce dernier a fourni un travail de 264 J
- c) On donne $R = 8,32\text{ J/mol.K}$

$$\text{REP} : \Delta U = n C_v \Delta T = 936\text{J} \quad Q = 1200\text{ J}$$

IV.6. On impose à une mole de (G.P) les transformations réversibles suivantes formant un cycle

- isochore (1) de l'état $A(V_1, T_1)$ à l'état $B(V_1, T_1)$
- isotherme (2) de l'état $B(V_1, T_2)$ à l'état $C(V_2, T_2)$
- isochore (3) de l'état $C(V_2, T_2)$ à l'état $D(V_2, T_1)$
- isotherme (4) de l'état $D(V_2, T_1)$ à l'état $A(V_1, T_1)$

On demande de calculer :

- a) la pression P_1 dans l'état A
- b) tracer le cycle dans le plan (P,V)
- c) la variation de l'énergie interne au cours du cycle
- d) le travail pour les transformations (1) et (3)
- e) le travail et la quantité de chaleur pour le cycle

$$A.N : V_1 = 1\text{m}^3 \quad ; \quad V_2 = 0,1 \quad ; \quad T_1 = 273\text{ K} \quad ; \quad T_2 = 293\text{ K}$$

REP :

a) $P_1 = n RT_1/V_1 = 2,27 \times 10^3 \text{ Pa}$

b) Voir cycle

c) cycle = $W_{\text{cycle}} + Q_{\text{cycle}}$ (selon le principe d'équivalence)

d) $W_{(1)} = W_{(3)} = 0$; $V = \text{cte}$

e) $W_{\text{cycle}} = 383 \text{ J}$

$$\Delta U = 0 \rightarrow Q_{\text{cycle}} = -W_{\text{cycle}}$$

$$Q_{\text{cycle}} = -383 \text{ J}$$

V.TD5 :intitulé du TD : Deuxième Principe de la thermodynamique

V.1.Objectifs visés :- Connaître l'organisation des cycles thermodynamiques.
- Calcul du rendement thermodynamique.

V.2.Durée du TD : 7 heures

V.3. Exprimer la variation élémentaire d'entropie d'un gaz parfait en fonction des variables indépendantes (T et V)

En déduire la variation d'entropie d'une mole de G.P lorsqu'on triple simultanément la température initiale et le volume initial du gaz

$$\begin{array}{ll} \text{A.N :} & \gamma = 7/5 & R = 8,32 \text{ J/mol.K} \\ \text{REP :} & \Delta S = (\gamma R / \gamma - 1) \cdot \ln 3 & \Delta S = 32 \text{ J/mol.K} \end{array}$$

V.4. Dans une centrale thermique on dispose par seconde de 40.000 KJ (chaleur fournie au système en provenance de la source chaude) contenues dans un gaz à une faible température $t_c = 40^\circ\text{C}$, on utilise une source froide constituée par l'eau d'une rivière à $t_f = 15^\circ\text{C}$.

a) S'il était possible de faire fonctionner un moteur suivant le cycle de Carnot quelle serait sa puissance ?

b) Que deviendrait cette puissance si les 40.000 KJ/s était contenus dans un gaz à température $t_c = 500^\circ\text{C}$

$$\text{REP : a) } P = 3.195 \text{ KW} \\ \text{b) } P = 25.097 \text{ KW}$$

V.5. On considère un Kg d'air (G.P) subissant un cycle de Carnot ABCDA . AB et CD isothermes et BC et DA adiabatiques réversibles .La température au point A est $T_A = 300\text{K}$, les pressions aux points A ,B et C sont respectivement $P_1 = 1 \text{ atm}$, $P_2 = 3 \text{ atm}$, $P_3 = 9 \text{ atm}$.

$$\text{On donne : } C_p = 10 \text{ J/Kg K} \quad \gamma = C_p / C_v = 7/5$$

1°) Calculer le rendement thermodynamique du cycle de deux manières :

a) en faisant le bilan thermique du cycle

b) à partir des températures extrêmes du cycle

2°) Calculer les variations d'entropie de l'air au cours des quatre transformations du cycle.

$$\text{On donne : } (1/3)^{2/7} = 0,73$$

$$\begin{array}{l} \text{REP : 1°) } \eta = 0,27 \\ \text{2°) } \Delta S_{AB} = -314 \text{ J/ Kg K} \\ \quad \Delta S_{BC} = 0 \\ \quad \Delta S_{CD} = 314 \text{ J/ Kg K} \\ \quad \Delta S_{DA} = 0 \end{array}$$

VI.TD6 :intitulé du TD : Transformation avec transvasement

VI.1.Objectifs visés :- Calcul du travail et quantité de chaleur des systèmes ouverts.

VI.2.Durée du TD: 7 heures

VI.3.Déterminer la puissance théorique nécessaire pour comprimer de l'air dans les conditions suivantes :

Débit $12 \text{ m}^3 / \text{mn}$ d'air pris à 25°C et 10 N/cm^2 ;taux de compression 5 .

- a) Cas de la compression isotherme.
- b) Cas de la compression poly tropique avec $n = 1,35$
- c) Cas de la compression isentropique $\gamma = 1,40$.

Dans les cas a et b déterminer la quantité de chaleur échangée avec l'extérieur par seconde.

Rep : 32,2KW ; 39,7 KW ; 41 KW ; 32,2KW ; 3,7 KW.

VII.TD7 : intitulé du TD : Diagrammes thermodynamiques**VII.1.Objectifs visés :**

- Maîtriser l'utilisation des diagrammes thermodynamiques.
- Faire des bilans thermiques et mécaniques à partir des diagrammes.

VII.2.Durée du TD : 7 heures**VII.3.Déroulement**

EX 1 : Dans une installation de climatisation, le refroidissement de l'air est obtenu par une batterie froide à détente directe .cette batterie froide fait partie d'une installation frigorifique utilisant le R22 et fonctionnant dans les conditions suivantes :

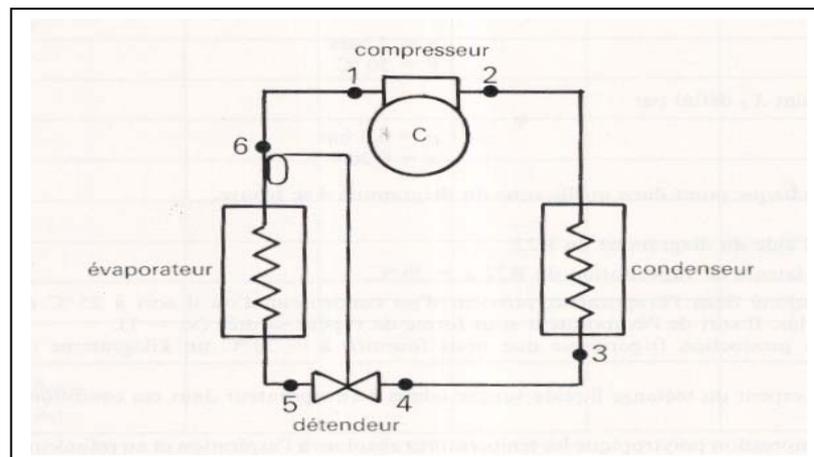
Température d'évaporation : $\theta_e = + 2^\circ\text{C}$ d'ou $P_e = 5,3 \text{ bar}$

Température de condensation : $\theta_c = + 45^\circ\text{C}$ d'ou $P_c = 17,3 \text{ bar}$

- $\theta_3 = \theta_4 = + 45^\circ\text{C}$

- $\theta_6 = + 12^\circ\text{C}$

- $\theta_1 = + 18^\circ\text{C}$



Le calcul du bilan frigorifique nous détermine la puissance de la batterie . nous trouvons : $\Phi_0 = 110 \text{ KW}$.

- 1) Tracer le cycle de fonctionnement de cette machine .
- 2) Calculer le débit masse de fluide circulant dans l'installation frigorifique .
- 3) Calculer le débit volume aspiré par le compresseur .
- 4) Calculer le débit volume balayé par le compresseur .

Réponse : 2) $q_m = 0,7 \text{ Kg/s}$.

3) $q_{va} = 33,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$.

4) $q_{vb} = 40,14 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$.

EX 2 : pour produire $\Phi_0 = 116 \text{ KW}$ à une température d'évaporation : $\theta_e = - 5^\circ\text{C}$ et une température de condensation : $\theta_c = + 30^\circ\text{C}$ on envisage l'emploi d'une machine frigorifique à compression à un étage fonctionnant au R22 .

- La surchauffe des vapeur est de 5°C à la sortie de l'évaporateur .

- L'échauffement dans la conduite d'aspiration est de 5°C .
 - Le sous-refroidissement du liquide à la sortie du condenseur est égal à 5°C .
 - La température du liquide à l'entrée du détendeur est égale à la température du liquide à la sortie du condenseur .
- 1) Tracer le cycle dans le diagramme (h , P) .
 - 2) Calculer le débit massique qui doit circuler .
 - 3) Le rendement indiqué du compresseur étant $\eta_i = 0,8$ et le rendement mécanique $\eta_m = 0,9$,calculer la puissance à fournir sur l'arbre du compresseur .
 - 4) Calculer la puissance à évacuer au condenseur .
 - 5) Calculer le coefficient de performance de l'installation .
 - 6) Calculer le rendement de l'installation par rapport au cycle idéal de Carnot .

Réponse :

- 2) $q_m = 0,65 \text{ Kg/s}$.
- 3) $P = 39 \text{ KW}$.
- 4) $\Phi_c = 206 \text{ KW}$.
- 5) $\varepsilon = 2,9$.
- 6) $\eta_c = 0,38$.

EVALUATION DE FIN DE MODULE

EX.I : Calculer la quantité de chaleur à fournir à 10 Kg d'eau pour élever sa température de -15°C à 240°C sous la pression atmosphérique.

Chaleur massique de la glace : $C_1 = 2,09 \text{ kJ / Kg.K}$

Chaleur massique de l'eau : $C_2 = 4,18 \text{ kJ / Kg.K}$

Chaleur massique de la vapeur d'eau entre 100°C et 200°C : $C_3 = 1,78 \text{ kJ / Kg.K}$

Chaleur massique de la vapeur d'eau entre 200°C et 300°C : $C_4 = 1,83 \text{ kJ / Kg.K}$

Chaleur latente de fusion de la glace : $L_f = 335 \text{ KJ/Kg}$

Chaleur latente de vaporisation : $L_v = 2500 \text{ KJ/Kg}$

EX.II : Déterminer la puissance théorique nécessaire pour comprimer de l'air dans les conditions suivantes :

Débit volumique : $13 \text{ m}^3 / \text{mn}$ d'air pris à 28°C et 12 N/cm^2 ;taux de compression 4 .

a) Cas de la compression isotherme.

b) Cas de la compression polytropique avec $n = 1,35$

c) Cas de la compression isentropique $\gamma = 1,40$.

Dans les cas a et b déterminer la quantité de chaleur échangée avec l'extérieur par seconde.

EX III : une pompe à chaleur fonctionnant au R22 entre les températures $\theta_e = -15^{\circ}\text{C}$ et $\theta_c = +30^{\circ}\text{C}$.

- Le sous refroidissement à la sortie du condenseur est de 10°C .

- La surchauffe à la sortie de l'évaporateur est de 15°C .

1) Tracer le cycle thermodynamique dans le diagramme (h , P) .

2) Quelle est la pression d'aspiration et du refoulement du compresseur .

3) Quelles sont les températures du gaz au refoulement .

4) Calculer le travail isentropique absorbé par le compresseur .

5) Calculer la quantité de chaleur évacuée par le condenseur à la source chaude .

6) Déterminer le titre vapeur en fin de détente .

7) Calculer le coefficient d'efficacité de la machine .

8) Calculer le rendement de l'installation par rapport au cycle idéal de Carnot .

Liste des références bibliographiques.

Ouvrage	Auteur	Edition
<i>Mécanique des fluides Thermodynamique</i>	<i>G.LEMASSON</i>	<i>DELAGRAVE</i>
<i>Métrologie en thermique</i>	<i>PIERRE Biolodeau</i>	<i>Le Griffon</i>
<i>Installations frigorifiques</i>	<i>P.J.RAPIN P.JACQUARD</i>	<i>PYC</i>
<i>Thermodynamique classique</i>	<i>R.MSEDDI F.BERRADA</i>	<i>SOCHEPRESS</i>
<i>Les machines transformatrices d'énergie</i>	<i>G.LEMASSON</i>	<i>DELAGRAVE</i>