

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou

Faculté de génie de la construction

Département de génie mécanique



Mémoire de fin d'études

*En vue de l'obtention du diplôme
De master professionnel en génie mécanique
Option énergétique*

Thème

Etude énergétique et exergetique d'un système
simple de Linde

Proposé et dirigé par :

Mr : *A.HAMDAD*

Présenté par :

Zioui Brahim

Hadj Ali Hocine

Promotion 2016/2017

Remerciements :

Tout d'abord, nous tenons à remercier le bon Dieu qui nous a aidés à réaliser le présent travail.

On tient à remercier notre promoteur Monsieur Ahmed Hamdad, pour avoir dirigé ce travail, pour ses conseils et critiques et ses encouragements qui nous ont énormément aidés à mener ce travail.

Comme on tient à exprimer nos respectueuses gratitudee au membre du jury, qui nous ont fait l'honneur d'examiner notre travail.

Nous souhaitant adresser nos remerciements les plus sincères aux personnes qui nous ont apporté leur aide et qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire ainsi qu'à la réussite de cette formidable année universitaire.

Dédicace :

Je dédie ce travail à :

A Mon père ;

A ma mère ;

A mes frères (Farid et Idir) et sœurs (Samira et Vouva) ;

A ma femme Hadjila

A tous mes amis et tous ceux qui m'aiment.

Liste des figures

Chapitre I		Page
Figure. I.1.	cycle frigorifique de Carnot dans le diagramme (T.S)	6
Figure. I.2.	Cycle monorhème	8
Figure. I.3.	Cycle ditihème	8
Figure. I.4.	Système frigorifique à compression de vapeur	9
Figure. I.5.	Cycle de réfrigération à compression de vapeur dans le diagramme (T.S)	10
Figure. I.6.	Schéma de principe de la compression bi-étagé	10
Figure. I.7	Circuit a injection partielle	11
Figure. I.8	Circuit a injection totale	12
Figure. I.9	Cycle bi-étagé dans le diagramme (T.S)	12
Figure. I.10	cycle frigorifique à cascade	16
Figure. I.11	schéma et cycle d'un système de Linde.	15
Figure. I.12	Compresseur à piston.	16
Figure. I.13	compresseur rotatif à vis	17
Figure. I.14	compresseur à palette	18
Figure. I.15	Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant	18
Figure. I.16	cycle idéal de Linde	19
Figure. I.17	représentation liquéfaction idéal de Linde	19
Figure. I.18	Cycle de Brayton inversé	21
Figure. I.19	Cycle de Claude	22
Figure. I.20	Principe de l'expérience de Joule – Thomson	25
Figure. I.21	courbe d'inversion	28
Chapitre II		
Figure. II.1.	système fermé et son environnement	34
Figure. II.2.	bilan d'exergie d'un système fermé	35
Figure. II.3.	bilan d'exergie pour un volume de contrôle	37
Figure. II.4	bilan d'exergie d'un compresseur isotherme	39
Figure. II.5	bilan d'exergie d'un compresseur isotherme dans le diagramme de Grassmann	39
Figure. II.6	échangeur de chaleur à contre-courant	40

Figure. II.6	valve de détente	40
---------------------	------------------	----

Chapitre III

Figure. III.1	schéma d'un système simple de Linde pour liquéfaction	42
Figure. III.2	l'évolution thermodynamique du cycle de Linde dans le diagramme T-S	42
Figure. III.3	Volume de contrôle constitué par le compresseur.	44
Figure. III.4	échangeur de chaleur à contre-courant.	46
Figure. III.5	cycle de Linde à efficacité de l'échangeur inférieur à l'unité.	47
Figure. III.6	L'influence de l'efficacité sur la fraction massique du liquide y.	49
Figure. III.7	Schéma du séparateur de phase pour l'air.	49
Figure. III.8	schéma d'une vanne de détente.	50
Figure. III.9	L'influence de la température d'ambiance sur la fraction de liquéfaction de l'air.	52
Figure. III.10	l'évolution de FOM avec la variation de la température ambiante	53
Figure. III.11	variation du travail de compression avec le le taux de compression.	53
Figure. III.12	représentation des flux exergetiques entrant, sortant et irréversibilités en chaque composant du système.	57
Figure. III.13	Repartions des taux d'irréversibilité en chaque composant du système.	58

Liste des tableaux

Chapitre I		Page
Tableau. 1.1	Quelques températures d'ébullition.	3
Tableau. 1.2	Principale application du froid	4
Tableau. 1.3	Déférentes échanges entre les deux sources chaudes et froides.	5
Tableau. 1.4	Les caractéristiques thermodynamiques de quelques fluides cryogéniques	22
Tableau. 1.5	conductivité thermique de matériaux homogène aux basses températures.	23
Tableau. 1.6	les caractéristiques thermo-physiques de mousses isolantes utilisées en cryogénie	23
Tableau. 1.7	les caractéristiques de conductivité apparente de quelques supers isolants.	24
Tableau. 1.8	performance thermique et mécanique comparées des isolations par microsphères creuses métallisés	24
Tableau. 1.9	Valeur des températures d'inversion de certain gaz	29

Chapitre III

Tableau. 3.1	des valeurs thermodynamiques pour les différents états du cycle.	43
Tableau. 3.2	l'évolution de la fraction liquide y avec l'efficacité.	48
Tableau. 3.3	l'influence de la température ambiante sur la fraction du gaz liquéfié, le travail massique de compression et le FOM..	52
Tableau. 3.4	les valeurs numériques de la fraction de masse liquéfiée avec la variation de la température de liquéfaction de l'air.	53

NOMENCLATURE

LETTERES LATINES NON INDICES

Symbole		unité
A	Surface	[m ²]
C	Compresseur	
C _P	La chaleur spécifique du gaz à pression constante	[KJ/Kg.k]
COP	Coefficient de performance	sans dimension
COP _I	Coefficient de performance idéal	/
COP _S	Coefficient de performance des systèmes à adsorption	/
COP _f	Coefficient de performance des systèmes à éjection	/
E	Échangeur de chaleur	/
e	Exergie	[KJ/K]
FOM	Facteur de mérite ou rendement thermodynamique	sans dimension
h	Enthalpie spécifique	[KJ/Kg]
H	Enthalpie	[KJ]
i	Irréversibilité	[KJ/Kg]
L _m	Chaleur latente d'évaporation de l'adsorbat	sans dimension
\dot{m}	débit totale du gaz	[Kg/s]
\dot{m}_f	Débit massique de liquide	[Kg/s]
P	Pression	[MPa]
\dot{Q}_a	Flux de chaleur	[KJ]
Q _a	Chaleur d'absorption	[KJ]
Q _E	Puissance thermique d'évaporateur	[KJ]
R	Constante des gaz parfaits	[KJ/K.Kmole]
S	Entropie	[KJ/K]
s	Entropie spécifique	[KJ /Kg.K]
\dot{s}_{gene}	Entropie générée	[KJ/K]
T	Température du gaz	[K]
U	Energie interne	[KJ/Kg]
V	Volume	[m ³]
ψ	Rendement exergetique	Sans dimension

LETTERES GRECS

$\mu_{j,T}$	Coefficient de Joule- Thomson	sans dimension
n	Nombre de mole	/
R	Constante des gaz parfait	/
k	Conductivité thermique	W/m K
y	Fraction de gaz liquifier	sans dimension
ε	l'efficacité de l'échangeur	/

LETTERES LATINES INDICES

P_1	Pression a l'entre de compresseur	[MPa]
P_2	Pression a la sortie de compresseur	[MPa]
η_{iso}	Rendement isothermique	/
η_m	Rendement mécanique	/
E_x	Exergie totale	[MJ]
ex	Exergie massique	[kJ/kg]
w_L	Le travail consommé pour produire 1 kg de liquide	[KJ]
W_{iso}	Travail isothermique	[KJ]
W_C	Le travail de compression	[KJ]
W_{EFF}	Travail fourni à l'arbre de compresseur	[KJ]
W_F	Travail transmis au fluide dans le piston	[KJ]
W_{EL}	Energie électrique	[KJ]
W_i	Le travail idéal	[KJ]
$E_{xd E}$	Exergie détruite de moteur électrique	[M]
$E_{xd M}$	Exergie détruite sur l'arbre	/
$E_{xd C}$	Exergie détruite de compresseur	/
$E_{xd V}$	Exergie détruite de la vanne de détente	/
$E_{xd S}$	Exergie détruite de séparateur	/

Introduction Générale

Au cours du 18^{ème} siècle, la formation de glace lors de l'évaporation d'un fluide volatil tel l'éther en contact avec de l'eau est pour la première fois observée. Combinée aux expériences réussies de Michael Faraday sur la liquéfaction de l'ammoniac et du dioxyde de carbone sous l'effet de la pression, cette observation jette les bases de la recherche frigorifique du 19^{ème} siècle. En 1834, Jacob Perkins construit la première machine à compression de vapeur. Fonctionnant à l'éther, elle intègre les éléments principaux utilisés de nos jours dans les installations frigorifiques : un compresseur, un condenseur, une vanne de détente et un évaporateur. Ces quatre composants principaux étaient améliorés et introduits dans plusieurs différents cycles frigorifiques au fil des années. Les différentes applications du froid industriel sont entre autres :

1. Domaine médical : cryochirurgie, conservation de certains produits, organes...
2. Industries alimentaires : conservation des aliments, pasteurisation des liquides...
3. Industries chimiques et pétrochimiques : liquéfaction des gaz pour le transport, déparaffinage, débenzolage...
4. Génie civil : refroidissement des bétons, congélation des sols aquifères...
5. Conditionnement des locaux : rafraîchissement de l'air, conditionnement des patinoires, canons à neige...

Au début du 20^{ème} siècle, la première liquéfaction de l'air est réalisée indépendamment en 1877 par le français Paul Louis Cailletet (1832-1913) et le genevois Raoul Pictet (1846-1929). Une température d'environ 90 K (-183.15 °C) est alors atteinte.

Cette première liquéfaction de l'air marque la naissance d'une nouvelle science qui aura pour objectif l'étude des basses températures et de ses effets, la cryogénie.

Celle-ci a ouvert beaucoup de possibilités comme :

1. La conservation des aliments à l'aide de l'azote liquide.
2. L'étude de supraconductivité.
3. L'étude de la superfluidité.
4. Le transport sur de longues distances de gaz naturel à un coût réaliste.
5. Le traitement de certaines maladies de la peau comme les verrues.

Le second chapitre de ce travail parle sur la notion d'exergie avec son expression pour les différents porteurs ainsi que sur les bilans exergetique des principaux composants du système de Linde.

Le chapitre trois fais l'objet d'une application numérique avec l'illustration de certains paramètres tels que l'efficacité de l'échangeur, le travail de compression et la fraction de gaz liquéfiée.

I. Généralités sur le froid et la notion de la cryogénie

I.1 Bref historique de la production de froid : [1] [2]

L'Homme a depuis très longtemps découvert des techniques d'usage du froid, il s'est rendu compte que ses aliments périssables pouvaient être conservés avec l'utilisation de la glace naturelle, produite sans machines dans des régions gelées par le froid hivernal et dans les pays au ciel très clair et dans des bassins largement ouverts vers le ciel où le rayonnement thermique de l'eau permettait, dans certaines conditions atmosphériques, de produire de la glace qui était conservée et parfois transportée sur de longues distances dans des édifices particuliers les « glaciers » dont les parois devaient être thermiquement isolantes.

Dès le 17^{ème} siècle, la chaleur et le froid alimentèrent les réflexions des savants et philosophes comme Robert Boyle (1627-1691) et Mikhaïl Lomonossov (1711-1765). De très nombreuses études furent entreprises sur la thermométrie où s'illustrèrent Guillaume Amontons (1663-1705) en France, Isaac Newton (1642-1727) en Angleterre et l'Allemand Daniel Fahrenheit (1686-1736),

Après le célèbre mémoire de Sadi Carnot sur les bases du second principe en 1824, la Thermodynamique se construisit rapidement avec les travaux de James Prescott Joule (1818-1889), Julius Von Mayer (1814-1878), Herman Von Helmholtz (1821-1894), Rudolph Clausius (1822-1888), Ludwig Boltzmann (1844-1906) William Thomson (Lord Kelvin) (1824-1907), dès lors des études sur les divers systèmes frigorifiques s'amorçaient.

La production de froid à partir d'équipements conçus et fabriqués par les hommes débute au 19^{ème} siècle. En 1834, l'américain Jacob Perkins invente une machine à compression de vapeur (en cycle fermé) en utilisant comme fluide frigorigène l'éthyle éther qui est inflammable et toxique. En 1844, le cycle à air a été utilisé la première fois par l'américain John Gorrie qui souhaitait produire de la glace mais l'invention resta cachée par crainte de réactions hostiles compte tenu des préjugés religieux de l'époque ("Seul Dieu était capable de produire de la glace et de la neige»). L'utilisation de ce cycle s'est aujourd'hui limitée à la climatisation des avions. La première machine frigorifique à compression a été inventée en 1859 par le français Ferdinand Carre, la première machine à absorption à fonctionnement continu (1860). Il est également le premier à utiliser l'ammoniac comme fluide frigorigène. Le succès de cette machine fut rapide. En 1876 Charles Tellier aménagea le premier navire qui réussit à transporter des viandes conservées en parfait état sur le trajet Rouen Buenos Aires. Au début du 20^{ème} siècle : la prédominance des machines à compression de fluides liquéfiables était devenue effective et la production artificielle de glace dépasse la production "naturelle".

La prédominance de l'ammoniac dans les machines à compression dura jusqu'en 1930. La production industrielle de R12 (CCl₂F₂) en 1931 puis celle du R11, R114, R113, R22 en

1936 fut réalisée par la société Kinetic Chemical Inc à Wilmington (Delaware). Ces fluides frigorigènes dérivés du méthane et de l'éthane .En 1973, la crise pétrolière força les industriels et les utilisateurs à des améliorations en introduisant de nouveaux types de compresseurs et amélioration des performances des échangeurs .En 1983, la mise en évidence d'un trou d'ozone et la mise en cause des fluides de type hydrocarbures halogénées (CFC), bouleverse le monde du froid.

Des règles internationales de réduction et d'arrêt de production des CFC sont édictées par le protocole de Montréal (1987). La réduction des émissions des gaz à effet de serre (GES) dont font partie les HFC, HCFC, fluides utilisées dans les équipements de production de froid, est engagée suite au protocole de Kyoto en 1992 . À ce jour l'effet de serre préoccupe nombre de scientifiques. Certains fluides frigorigènes utilisés dans les installations frigorifiques ont une incidence non négligeable sur l'effet de serre. Il est à prévoir dans un avenir proche de nouvelles réglementations liées à ce problème.

I.2 Introduction :

La production du froid qui consiste à absorber la chaleur contenue dans un milieu peut être obtenue suivant plusieurs modes moyennant une dépense d'énergie mécanique par des dispositifs et installations frigorifiques qui utilisent des fluides à bas point d'ébullition sous pression relativement faible. Les applications du froid sont très variées dont deux domaines distincts :

- la réfrigération qui consiste à produire et maintenir une température inférieure à la température ambiante ;
- la cryogénie qui est la science des propriétés de la matière à très basse température.

Point d'ébullition à 1 arm		
°C	k	
100	373	Eau
-196	77	Azote liquide (N ₂)
-269	4	Hélium liquide (He)

Tableau (1.1).Quelques températures d'ébullition.

Remarque :

L'air étant un mélange (80 % azote, 20 % oxygène environ), il n'y a pas de température critique au sens propre. Néanmoins il est possible de liquéfier L'air a une température inférieure à -140°C .

REFRIGERATION CLASSIQUE	GAMME DE TEMPERATURES (°C)	APPLICATIONS
Conditionnement d'air	19 à 26	Confort humain
Réfrigération des denrées	0 à +10	Conservation des aliments à court/moyen terme
Congélations des denrées	-35 à 0	Conservation des aliments à long terme
Lyophilisation	-80 à -30	Dessiccation à basse température
Traitements divers	-200 à 0	Applications chimiques Essais thermiques des matériaux
CRYOGENIE	GAMME DE TEMPERATURES (K)	APPLICATIONS
Liquéfaction du gaz naturel	93 à 113	Transport en phase liquide (méthanier)
Liquéfaction de l'air	70 à 80	Distillation
Liquéfaction de l'hydrogène	14 à 30	Recherche nucléaire
Liquéfaction de l'hélium	1 à 5	Supraconductivité
Méthodes magnétiques	10^{-3} à 10^{-2}	Recherche fondamentale

Tableau (1.2): Principales applications du froid.

I.3 Production de froid : [3]

Parmi les différentes modes de production du froid, on peut retenir

- fusion d'un solide,
- sublimation d'un solide
- la vaporisation d'un liquide en circuit fermé
- détente d'un gaz
- la dissolution de certains sels
- effet Peltier (L'effet Peltier consiste en un d'engagement ou absorption de chaleur accompagnant le passage d'un courant électrique à travers une jonction isotherme de deux métaux ou de deux semi-conducteurs), Thomson (L'effet Thomson consiste en un dégagement ou absorption de chaleur qui se produit quand un courant électrique circule dans un conducteur en présence d'un gradient de Température).

I.4 Définitions caractéristiques du cycle frigorifique :

Le cycle frigorifique fonctionne entre deux sources de chaleur : une source froide et l'autre chaude.

-Source froide :

Q_0 : chaleur absorbée par le fluide au cours d'un cycle.

q_{0m} : chaleur absorbée par kg de fluide.

q_{0v} : chaleur absorbée par m^3 de fluide.

-Source chaude :

Q_k : chaleur cédée par le fluide au cours d'un cycle.

q_{km} : chaleur cédée par kg de fluide.

q_{kv} : chaleur cédée par m^3 de fluide.

Soit m la masse de fluide qui traverse le système au cours d'un cycle.

Soit v_a le volume massique du fluide à l'aspiration.

Soit la durée d'un cycle :

Échange avec la source froide	Echange avec la source chaude	Travail
Effet frigorifique cyclique : Q_0 [J] : joules [fg] : frigories (kilocalories)	Effet calorifique cyclique : Q_k [J] : joules [fg] : frigories (kilocalories)	Travail mécanique : W [J] : Joule
Production frigorifique massique : q_{0m} $q_{0m} = \frac{Q_0}{M}$ [J kg ⁻¹]	Production calorifique massique : q_{km} $q_{km} = \frac{Q_k}{M}$ [J kg ⁻¹]	Travail massique $w_m = \frac{W}{M}$ [J kg ⁻¹]
Production frigorifique volumique : q_{0v} $q_{0v} = \frac{Q_0}{V_a}$ [Jm ⁻³]	Production calorifique volumique : q_{kv} $q_{kv} = \frac{Q_k}{V_a}$ [Jm ⁻³]	Travail volumique w_v $W_v = \frac{Q_k}{V_a}$ [Jm ⁻³]
Puissance frigorifique $\Phi_0 = \left \frac{Q_0}{\tau} \right $ [W]	Puissance calorifique $\Phi_k = \left \frac{Q_k}{\tau} \right $ [W]	Puissance mécanique $P = \frac{W}{\tau}$

[fg h ⁻¹]	[fg h ⁻¹]	[w]
Production frigorifique Spécifique $K_{0sp} = \left \frac{Q_0}{w} \right $ [J kWh ⁻¹] [fg kWh ⁻¹]	Production calorifique Spécifique $K_{0sp} = \frac{Q_k}{w}$ [J kWh ⁻¹] [fg kWh ⁻¹]	

Tableau (1.3). Différents échanges entre les deux sources chaudes et froides.

I.4.1 Coefficient de performance :

Le coefficient de performance d'un cycle frigorifique, noté COP est défini comme le rapport entre la chaleur extraite de la source froide par rapport à l'énergie mécanique dépensée, ainsi :

$$COP = \frac{Q_c}{W} \tag{I.1}$$

I.4.2 Rendement du cycle :

En pratique il apparaît toujours des phénomènes irréversibles. Le travail W_{irr} nécessaire pour réaliser l'effet frigorifique Q_0 est toujours supérieur au travail calculé théoriquement (Carnot) :

$$\frac{Q_0}{W_{irr}} < \frac{Q_0}{W_{th}} \tag{I.2}$$

I.5 Les différents cycles de production du froid :

I.5.1 Cycle de Carnot :

Le cycle de Carnot est composé de deux transformations isothermes (et isobariques), et de deux transformations isentropiques. Ce cycle est complètement réversible, c'est le modèle idéal pour un cycle de réfrigération fonctionnant entre deux températures fixes.

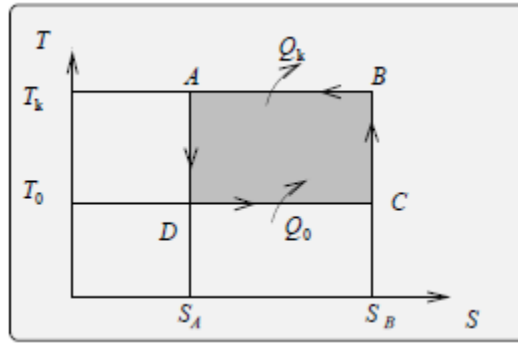


Figure (1.1) cycle frigorifique de Carnot dans le diagramme T-s. [4]

Cependant les cycles réels à compression de vapeur s'éloignent de ce cycle de Carnot (idéal) à cause de diverses irréversibilités engendrées par :

- La compression qui s'effectue sur de la vapeur et non sur un fluide diphasique, de plus elle n'est pas isentropique.
- Les échanges de chaleur aux niveaux des sources de chaleur, ne peuvent être isotherme réversibles.
- Les pertes de charge dans l'ensemble du circuit du système.

$$\text{1er principe : } w + Q_0 + Q_k = 0 \quad (\text{I.3})$$

$$\text{2e principe : } Q_0 = T_0 (S_C - S_D) \quad (\text{I.4})$$

$$Q_k = T_k (S_A - S_B) \quad (\text{I.5})$$

$$\text{Or } S_A = S_D \text{ et } S_B = S_C \text{ soit : } W = -(Q_0 + Q_k)$$

$$\begin{aligned} W &= -[T_0 (S_C - S) + T_k (S_A - S_B)] \\ &= -(T_0 (S_B - S_A) + T_k (S_A - S_B)) \end{aligned}$$

$$W = -(S_B - S_A) (T_0 - T_k) \quad (\text{I.6})$$

$$\text{Or : } S_A < S_B \text{ et } T_0 < T_k \text{ et donc : } W > 0$$

Le système reçoit le travail W , prend la chaleur Q_0 à la source froide et cède la quantité de chaleur Q_k à la source chaude.

Pour un cycle de Carno, l'expression de ce coefficient est :

$$\text{COP} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (\text{I.7})$$

I.5.2 Cycle monotherme :

Il est impossible de retirer de la chaleur d'un corps à partir d'un cycle monotherme (Utilisant une seule et unique source de chaleur, figure (1.1)).

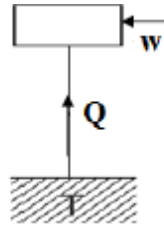


Figure (1.2) : cycle monotherme

Le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire :

$$Q+W=0 \quad (I.8)$$

Et le second principe :

$$\frac{Q}{T} + \Delta S = 0 \quad (I.9)$$

Où Q est la chaleur reçue de la source de chaleur à la température T , W l'énergie mécanique reçue, et l'entropie créée au cours du cycle (qui ne peut être que positive ou nulle).

Puisque $\Delta s \geq 0$, l'équation (1.9) a pour conséquence que Q doit être négatif. Ainsi lors d'un cycle monotherme, la chaleur ne peut être que cédée à l'extérieur (on chauffe la source) et le travail reçu de l'extérieur.

I.5.3 Cycle frigorifique ditherme :

Pour mettre en œuvre un cycle frigorifique, il est donc nécessaire de disposer d'au moins deux sources de chaleur (figure 1.3) : une source froide (celle dont on va extraire la chaleur) et une source chaude (celle où l'on va rejeter la chaleur).

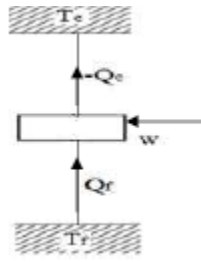


Figure (1.3) : Cycle ditherme

L'application du premier principe de la thermodynamique à un cycle décrit entre ces deux Sources donne :

$$Q_f + Q_c + W = 0 \quad (\text{I.10})$$

Où Q_f est la chaleur reçue de la source froide, Q_c celle cédée à la source chaude et W l'énergie mécanique reçue par la machine. Le second principe permet d'écrire, pour un cycle réversible et en supposant que les échanges de chaleur se font à la température des sources :

$$\frac{Q_f}{T_f} + \frac{Q_c}{T_c} = 0 \quad (\text{I.11})$$

D'où
$$Q_c = -Q_f \frac{T_c}{T_f} \quad (\text{I.12})$$

Si on reporte cette expression dans l'équation (1.10), on obtient

$$W = Q_f \left(\frac{T_c}{T_f} - 1 \right) \quad (\text{I.13})$$

Cette expression montre qu'il est nécessaire d'apporter une énergie mécanique au cours d'un tel cycle, car W est positif.

Ce qui représente l'efficacité maximum pour un cycle ditherme réversible appelée aussi l'efficacité de Carnot.

I.5.4 Cycle à compression de vapeur avec changement de phase [3]

Le cycle à compression de vapeur est constitué d'au moins quatre composants

- un système de compression
- deux échangeurs de chaleur
- un système de détente

Un système frigorifique mettant en œuvre un cycle à compression de vapeur est présenté dans la figure (1.4)

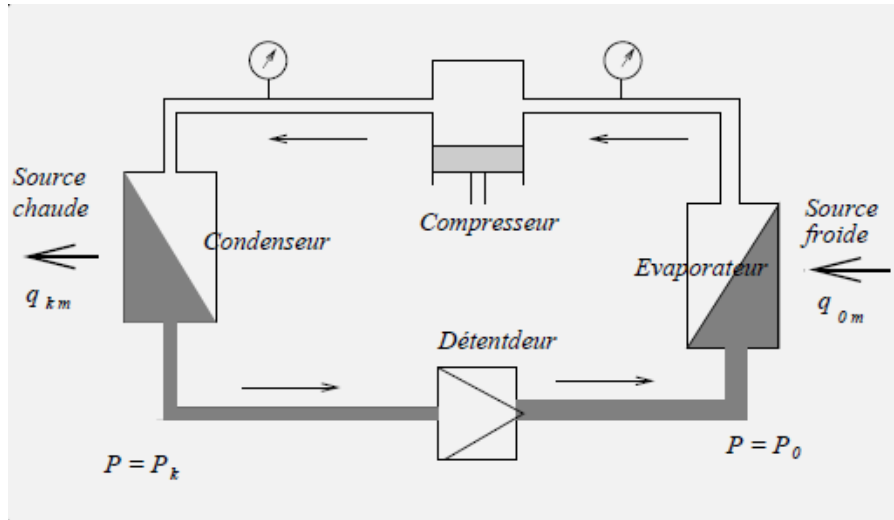


Figure (1.4) : Système frigorifique à compression mécanique de vapeur [3]

Ce système est composé de :

I.5.4.1 Un évaporateur

où le frigorigène se vaporise. La vapeur sortante est saturante. L'évaporation est effectuée à pression constante (si l'on néglige les pertes de pression dans l'échangeur), et donc à température constante pour les fluides purs

I.5.4.2 Un compresseur

il aspire la vapeur surchauffée sortant de l'évaporateur, et la comprime jusqu'à la pression qui règne dans le condenseur, et la rejette dans celui-ci.

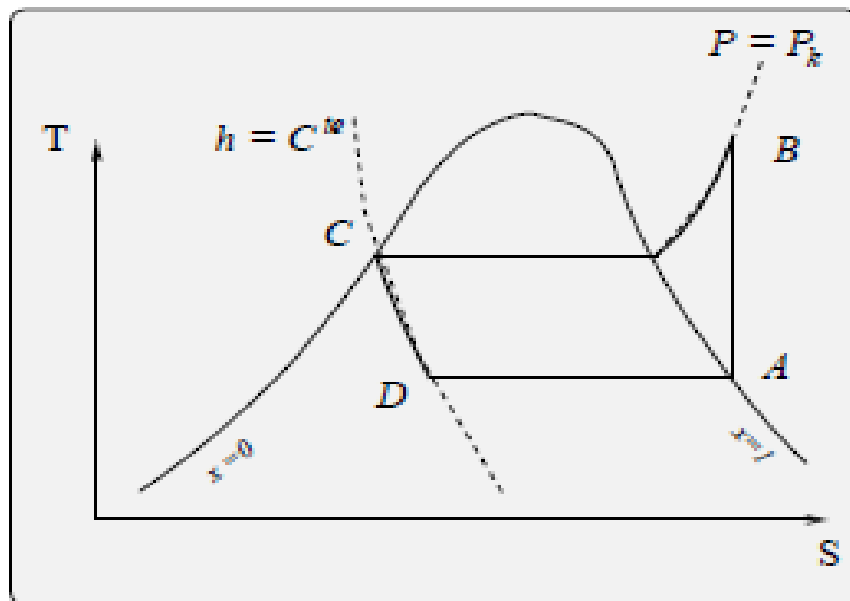
I.5.4.3 Un condenseur

Où le fluide frigorigène se condense. Le liquide sortant est à saturation ou légèrement sous refroidi.

I.5.4.4 Un détendeur

il alimente l'évaporateur avec le frigorigène à basse pression. Ce fluide y subit une détente de la pression de condensation à la pression d'évaporation.

La figure (1.6) donne l'allure du cycle dans le diagramme (T, S).



(1.5) Cycle de réfrigération à compression de vapeur dans les diagrammes T-s.

Les transformations subies par le fluide, en négligeant les pertes de charges au niveau des échangeurs de chaleur et en supposant une compression isentropique sont les suivantes :

1. Compression isentropique de A à B
2. Refroidissement des vapeurs surchauffées de B à B' (isobare)
3. Condensation isotherme de B' à C
4. Détente isenthalpique de C à D
5. Evaporation isotherme de D à A

Le coefficient de performance d'un tel cycle est :

$$\text{COP} = \frac{h_A - h_D}{h_B - h_A} \quad (\text{I.14})$$

I.6 Compression étagée

Lorsque les besoins d'une installation frigorifique exigent un taux de compression important, la température de fin de compression sera élevée, la lubrification sera nulle à cause de l'huile trop fluide et le compresseur risque d'être détérioré, pour un rendement énergétique très faible, pour contourner ces inconvénients on utilise la compression à plusieurs étages, Le schéma frigorifique peut être celui de la figure ci-dessous :

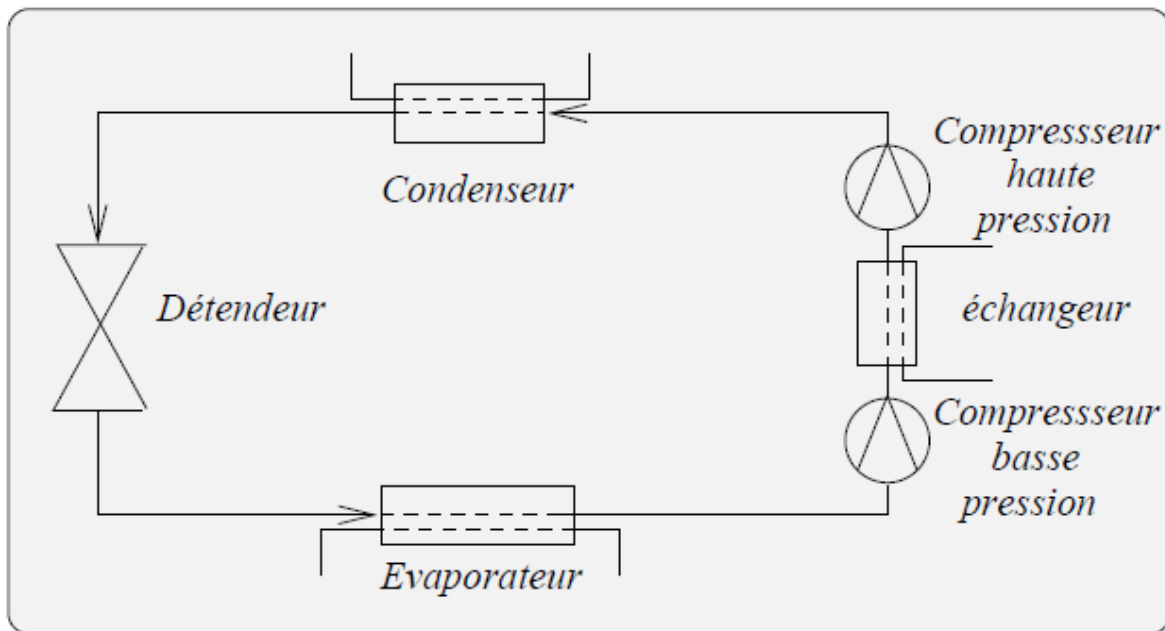


Figure (1.6) – schéma de principe de la compression bi étagée.

La réalisation de ce type de circuit commence par le partage de la compression sur deux compresseurs.

I.6.1 Principe de refroidissement dans une compression bi étagée [4]

La vapeur surchauffée est compressée dans le compresseur à basse pression BP

La vapeur est refroidie à pression constante.

La vapeur surchauffée est compressée dans le compresseur à haute pression HP

Le cycle se poursuit normalement

I.6.2 Cycle dans le diagramme entropique

A_2B_1 : compression basse

C_2C_3 : condensation isobare

B_1B_2 : refroidissement isobare

C_3C_4 : sous-refroidissement isobare

B_2C_1 : compression haute

C_4A_1 : détente isenthalpique

C_1C_2 : désurchauffe isobare

A_1A_2 : évaporation isobare

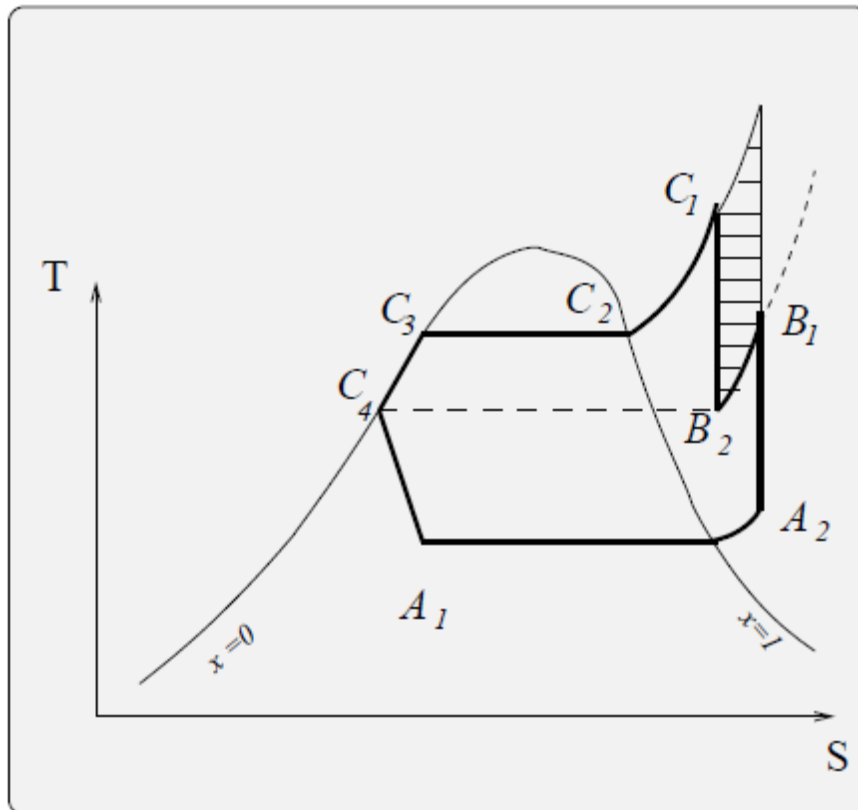


Figure (1.7) cycle bi étagé dans le diagramme (T-S) pour un fluide pure [4]

I.7 Introduction à la cryogénie : [5]

La cryogénie, et la science des températures inférieures à 120°K, Le domaine de température est donné usuellement des environs de 100 K (voisinage de la liquéfaction de l'oxygène de l'air, à pression atmosphérique) jusqu'à 20 nK, température atteinte par Lounasmaa en 1983 par désaimantation adiabatique nucléaire. Une expérience réalisée en 1990, par des chercheurs de l'École normale supérieure (ENS) de Paris a permis de gagner un ordre de grandeur par rapport à ce résultat (2 nK). En novembre 2003, le record semblait être de 450 pK

Les développements simultanés de la technologie et de la physique aux basses températures sont intimement liés à la « course » à la liquéfaction des gaz appelés « permanents » ; hydrogène, azote, oxygène...

De nombreuses branches d'activités scientifiques et techniques utilisent actuellement la cryogénie.

- Les sciences physiques étudient des phénomènes spécifiques des basses températures ou qui exigent d'y travailler : supraconductivité, physique nucléaires, magnétisme, technique gyroscopes de haut précision, électronique appliquée, etc.....
 - La biologie utilise le froid pour conserver divers produits (par Lyophilisation) pour la préparation de produits pharmaceutiques et pour de nombreuses autres opérations.
 - La médecine et la chirurgie emploient depuis longtemps des produits de base préparés grâce à la cryogénie : oxygène, protoxyde d'azote, plasma sanguin,... etc.
 - Les liquides cryogéniques usuels tels que l'oxygène et l'azote et les gaz rares de l'air sont employés en quantités massives dans la sidérurgie et la métallurgie (notamment argon/hélium pour la soudure)
 - Quant aux industries spatiales, on sait que l'oxygène, l'hydrogène l'azote et l'hélium liquide sont à la base même de leur existence. L'oxygène et l'hydrogène liquide assurent la propulsion des fusées, l'azote et l'hélium sont indispensables pour assurer le bon fonctionnement des pompes d'alimentation à grande débit des moteurs de fusées.
- l'utilisation du froid pour le traitement, la production ou la transformation des gaz constitue donc actuellement un des fondements essentiels de l'industrie moderne. [5]

I.8 Propriétés des fluides cryogéniques :

Les liquides cryogéniques ont des caractéristiques spécifiques, qui nécessitent une attention toute particulière mais qui offrent également de nouvelles possibilités d'utilisation au vu de leurs faibles températures critiques et de leur pression critique modérées, les cryogènes sont

souvent utilisés dans le domaine supercritique ; avec une transition continue de la phase gazeuse et une divergence de certaines propriétés thermodynamiques au point critique.

Plus la viscosité diminue à basse température, plus les écoulements de liquide ou de vapeur deviennent fortement turbulents ; permettant d'atteindre des nombres de Reynolds très élevés lors d'expérience de laboratoire, ce qui constitue un outil précieux pour étudier les lois d'échelle de la turbulence des fluides .De plus, la variation simultanée de la densité de la viscosité et de la température permet de maintenir les conditions de similitude de Reynolds et de Mach dans les écoulements à échelle réduite ; ce phénomène est à la base des souffleries cryogéniques, outils essentiels pour la conception des ailes d'avions supersoniques pour lesquels les effets de la compressibilité ne peuvent être négligés .Enfin, le taux de dilatation volumique élevé à basse températures engendre des nombres de Rayleigh élevés et une forte convection naturelle. Des expériences pionnières ont récemment été menées sur les écoulements contrôlés à très hauts nombres de Reynolds et de Rayleigh en utilisant l'hélium cryogénique.

I.9 Production de basses températures :

I.9.1 Effet de Joule- Thomson : [8]

Joule et Thomson ont mis en évidence qu'un gaz réel soumis à une détente isenthalpique (sans échange thermique ou mécanique avec l'extérieur) pouvait sous certaines conditions de pression et température voir leur température baisser. Ce phénomène n'était pas prédit par la théorie des gaz parfaits, puisque l'enthalpie d'un gaz parfait ne dépend que de la température et donc à enthalpie constante la température d'un gaz parfait est constante. Ce phénomène appelé depuis "Effet Joule-Thomson" a été mis à profit par Carl Von Linde en 1895 pour liquéfier l'air.

On considère le dispositif de la figure (1.8) utilisé en 1852 par Joule et Thomson. C'est une détente isenthalpique sans travail extérieur. Ce type de détente, qui est le premier mode fondamental de production du froid, se produit par passage d'un gaz réel dans un orifice étroit, les échanges de chaleur avec l'extérieur étant éliminés par un calorifuge. Soit une masse de gaz unité qui s'écoule à travers un orifice, la pression passe de P_1 à P_2 et le volume de V_1 à V_2

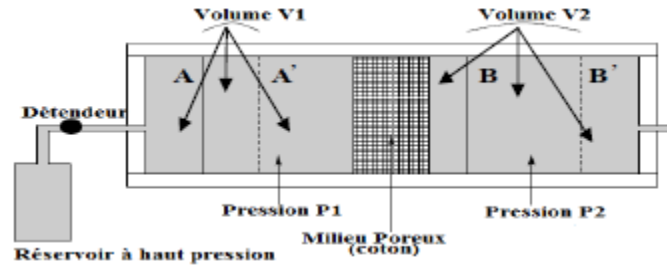


Figure (1.8) Principe de l'expérience de Joule – Thomson

Le travail de transvasement est :

$$W = P_2 V_2 - P_1 V_1 \quad (I.15)$$

La chaleur échangée avec l'extérieur étant nulle, la variation d'énergie interne de ce gaz est alors :

$$\begin{aligned} U_2 - U_1 &= W = p_1 v_1 - p_2 v_2 \\ U_2 + p_2 v_2 &= U_1 + p_1 v_1 \\ h_2 &= h_1 \end{aligned} \quad (I.16)$$

L'enthalpie du gaz n'a pas varié, elle est ainsi conservée. la détente de Joule Thomson est dit isenthalpique : $dh = 0$.

L'abaissement de température en fonction de la pression peut être caractérisé par un coefficient, noté μ_{j-T} : dit coefficient de refroidissement, défini par :

$$\mu_{jT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h \quad (I.17)$$

Son expression peut s'établir comme suit :

$$dh = d(u + pv) = dU + PdV + v dP = 0 \quad (I.18)$$

L'expression $dU + v dP$ représente dQ (principe de l'équivalence), d'où :

$$dh = \delta Q + v dp \quad (I.20)$$

Par ailleurs, en prenant T et P comme variables indépendantes, alors :

$$\delta Q = c_p dT + h dp \quad (I.21)$$

Où $C_p = \left(\frac{\partial Q}{\partial T}\right)_p$ est la Chaleur spécifique à pression constante.

Et $h = \left(\frac{\partial Q}{\partial P}\right)_T$: est la Chaleur de compression isotherme.

$$D'où : \quad C_p dT + (h + v)dP = 0 \quad (I.22)$$

$$\text{Alors :} \quad \mu_{j-T} = - \frac{h+v}{c_p} \quad (I.23)$$

Le coefficient h peut s'exprimer de différentes façons, et notamment par :

$$h = -T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \quad (I.24)$$

L'expression du coefficient devient
$$\mu_{j-T} = \frac{T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p - v}{c_p} \quad (I.25)$$

Le signe de μ_{j-T} : renseigne sur le processus subi par le fluide, voire la figure (1.09), en effet :
 Quand, $\mu_{j-T} > 0$, le fluide détendu se refroidit.

Et quand : $\mu_{j-T} < 0$, le fluide considéré est réchauffé.

I.9.2 Détente isentropique

La deuxième méthode de production de basses températures est la détente adiabatique du gaz à travers une machine d'expansion ou de détente. Dans le cas idéal la détente est adiabatique réversible (isentropique). On définit alors un coefficient de détente isentropique, noté μ_s , comme suit :

$$\mu_s = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_s \quad (I.26)$$

Ce coefficient exprime le changement de la température dû au changement de la pression à entropie constante. Il s'exprime comme suit.

$$ds = c_p \frac{dT}{T} + \frac{h}{T} dp \quad (I.27)$$

Et
$$h = -T \left(\frac{dv}{dT} \right)_p$$

D'où
$$ds = c_p \frac{dT}{T} - \frac{T}{T} \left(\frac{dv}{dT} \right)_p dp \quad (I.28)$$

$$ds = c_p \frac{dT}{T} - \left(\frac{dv}{dT} \right)_p dp \quad (I.29)$$

La détente étant isentropique : $s = \text{cte}$ donc $ds = 0$

D'où
$$c_p \frac{dT}{T} - \left(\frac{dv}{dT} \right)_p dp = 0 \quad (I.30)$$

$$\frac{dT}{dp} = \frac{T}{c_p} \left(\frac{dv}{dT} \right)_p \quad (I.31)$$

Alors
$$\mu_s = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_s = \frac{T}{c_p} \left(\frac{dv}{dT} \right)_p \quad (I.32)$$

Les deux termes $\frac{T}{c_p}$, $\left(\frac{dv}{dT} \right)_p$ étant toujours positif, il en est ainsi pour μ_s .

Cette détente est dite détente avec travail extérieur et provoque toujours, à l'inverse de la précédente, le refroidissement du gaz traité.

En effet le travail produit par le système, en vertu du principe de l'équivalence provient de la diminution de l'énergie interne du gaz détendu, ce qui entraîne la chute de sa température.

La détente isentropique, pour une même température de départ et entre deux pressions données, provoque un abaissement de température plus important que la détente

Isenthalpique. En effet la différence entre μ_s et μ_{j-T} : donne

$$\mu_s - \mu_{j-T} = \frac{T}{C_p} \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p + \frac{1}{C_p} (V - T \left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_p) \quad (1.33)$$

$$\mu_s - \mu_{j-T} = \frac{T}{C_p} \quad (1.34)$$

$\frac{T}{C_p}$ Étant positif, alors : $\mu_s - \mu_{j-T} > 0$

D'où $\mu_s > \mu_{j-T}$

La détente isentropique s'avère plus intéressante, son emploi est combiné avec la détente isenthalpique car il n'est pas possible, pour des raisons technologiques, d'admettre la présence de liquide dans les machines de détente isentropique.

Le coefficient de Joule-Thompson représente la pente de la tangente à la courbe isenthalpique sur le diagramme (T, P) du fluide considéré. Il mesure la variation élémentaire dT de la température que provoque une variation élémentaire dP de la pression pendant une détente élémentaire isenthalpique du fluide

I.9.3 La Courbe d'inversion

On observe que certaines des courbes isenthalpiques passent par un maximum, c'est-à-dire

un point où cette pente est nulle : $\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h = 0$

La courbe qui relie ces points maximaux est appelée la Courbe d'inversion et la température en ces points, la température d'inversion. La température au point où la courbe d'inversion intercepte l'ordonnée (P = 0) est appelée la « température d'inversion maximale.

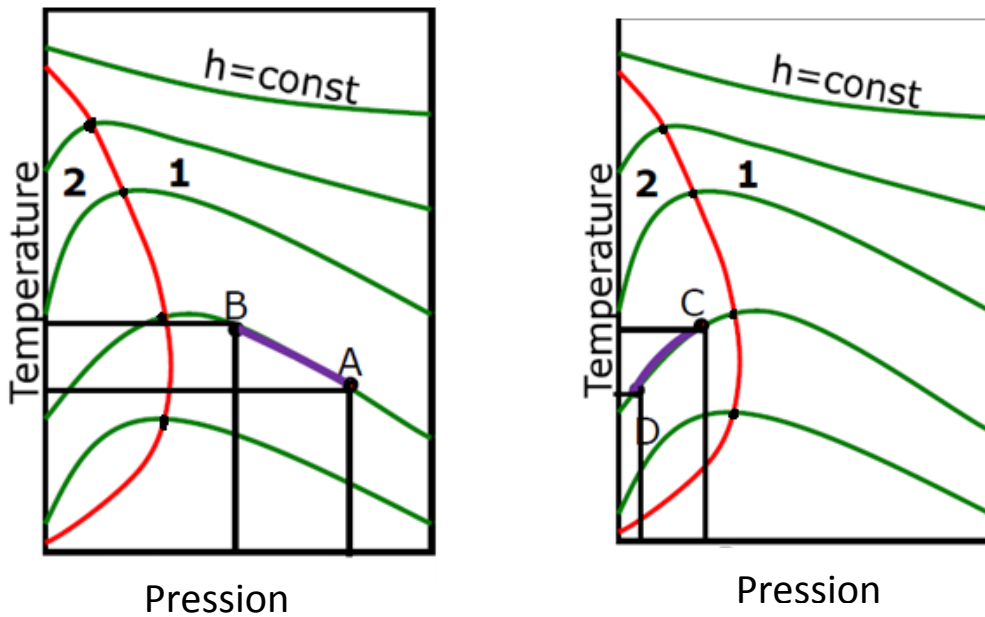


Figure (1.9) : courbe d'inversion

Le coefficient de Joule-Thompson est négatif à droite de la courbe d'inversion ($\mu_{jt} < 0$) et comme $dp < 0$ alors $dT > 0$ il y a échauffement du gaz qui évolue de A à B sur la figure (1.9) Positif à gauche ($\mu_{j-t} > 0$) et $dp < 0$ alors $dT < 0$ il y a refroidissement du gaz pour qui évolue de C à D sur la même figure

Pour un gaz parfait, $dT = 0$ et donc $\mu_{j-t} = 0$, cela signifie que la température d'un gaz supposé parfait, ne change pas ou cours d'une détente isenthalpique, ou on ne peut pas refroidir un gaz parfait par cette détente.

Gaz	T_{inv} (K)
Oxygène	893
Nitrogène	621
Néon	260
Hydrogène	205
Hélium	51

Tableau (1.4) : valeur des températures max d'inversion de certains gaz.

I.10 Les différents Cycles de liquéfaction :

I.10.1 Liquéfaction à température ambiante [5]

La façon la plus simple de liquéfier un gaz est d'augmenter sa pression à température ambiante jusqu'à atteindre les conditions où sont état stable est l'état liquide. Ce fut fait pour la première fois en 1760 par Martin van Marum, un scientifique néerlandais, avec l'ammoniac. La température critique de l'ammoniac est de $132\text{ }^{\circ}\text{C}$ et sa pression de condensation est de 10 atm à $26\text{ }^{\circ}\text{C}$. Il suffit d'augmenter la pression de l'ammoniac au-delà de 10 atm sans dépasser $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ de température pour l'obtenir dans l'état liquide.

Il en est ainsi de nombreuses substances dont la température critique est supérieure à la température ambiante.

Par contre il en va autrement pour de nombreux autres gaz dont la température critique est inférieure à l'ambiante. Par exemple, la température critique de l'air est de $-140,6\text{ }^{\circ}\text{C}$. Aucune condensation ne sera possible sans abaisser sa température en dessous de cette valeur. Pour ces gaz, il faudra donc faire appel à des machines frigorifiques pour abaisser la température en dessous de l'ambiante.

I.10.2 Cycle frigorifique en cascade :

Les machines en cascade sont constituées de plusieurs machines frigorifiques simples utilisant des fluides frigorigènes différents, la source froide d'une machine constituant la source chaude de la machine inférieure. Dans l'exemple présenté destiné à liquéfier de l'azote Figure (1.10).

L'ammoniac est condensé à 20°C sous pression et vaporisé à -43°C après détente

l'éthylène est condensé à -43°C sous pression grâce à l'évaporation de l'ammoniac qui est vaporisé à -100°C après détente

le méthane est condensé à -100°C sous pression et vaporisé à -161°C après détente

l'azote est condensé à -161°C sous pression.

Une variante, très utilisée de nos jours dans les unités de liquéfaction du gaz naturel, consiste à utiliser une cascade dite incorporée, faisant appel à un fluide thermodynamique unique composé d'un mélange de méthane, d'éthane, de propane, de butane et de pentane.

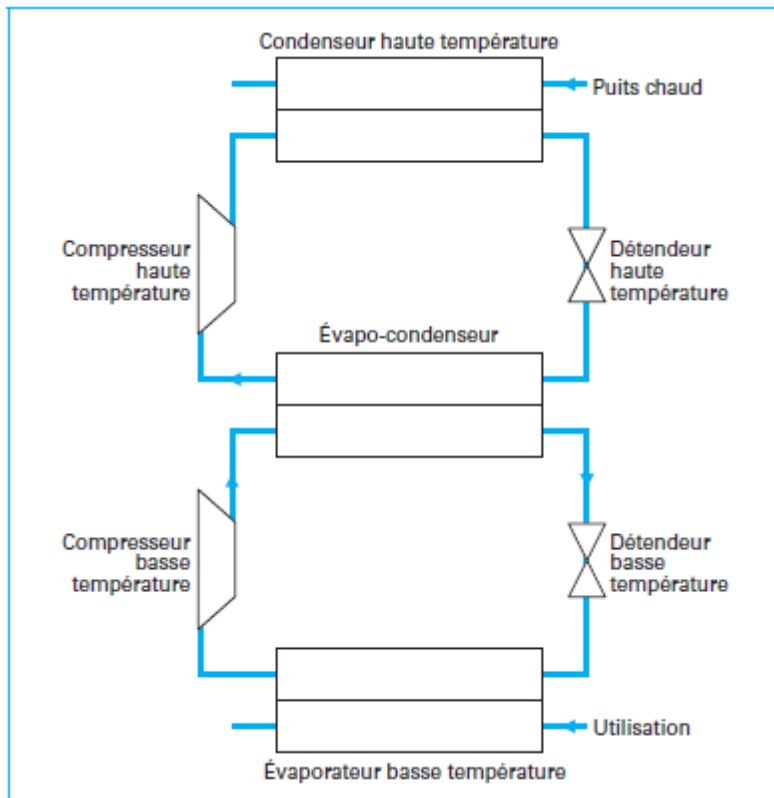


Figure (1.10) cycle frigorifique à cascade [6]

I.10.3 Cycle de Brayton inversé :

De même qu'un gaz comprimé dans une machine voit sa température augmenter, un gaz détendu dans une machine produisant un travail (turbine ou machine à piston ...) voit sa température baisser. En langage thermodynamique il s'agit d'une détente isentropique. Bien que conduisant à des abaissements de température plus importants qu'une détente isenthalpique, l'utilisation de ce principe pour la liquéfaction des gaz est difficile car il conduit à l'obtention de liquide à l'intérieur même de la machine effectuant la détente. Or la présence de liquide au-delà de quelques pourcents dans le gaz pose des problèmes mécaniques dans ce type de machine. Néanmoins cette méthode est utilisée à large échelle pour l'épuration de gaz de leurs impuretés condensables. Ainsi le gaz naturel est refroidi par détente dans un turbo-expandeur (turbine accouplée à un compresseur) afin d'en éliminer, par condensation, les composés impures.

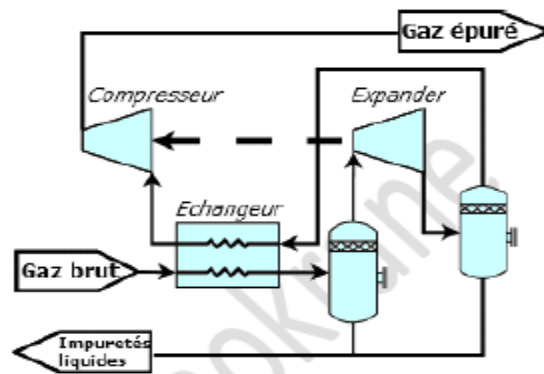


Figure (1.11) Cycle de brayton inversé

I.10.4 Cycle de Claude :

Claude cherchant à perfectionner le procédé de liquéfaction de l'air imaginé par Carl von Linde, décida en 1905 de combiner le cycle de Linde et le cycle de Brayton inverse. Afin d'augmenter le refroidissement du gaz sous haute pression dans le train d'échange à contre-courant, Claude imagina de prélever une partie du gaz à haute pression pour lui faire subir une détente isentropique dans une machine avant de le réinjecter dans le circuit basse pression du train d'échange Figure (1.12). Pour ne pas endommager la machine de détente, il faut que la température du gaz prélevé soit telle qu'après détente aucune condensation ne se produise. Egalement, il faut s'assurer que le gaz détendu soit à une température inférieure à celle du gaz dans lequel il est réinjecté pour qu'il y ait un bénéfice réel pour le procédé.

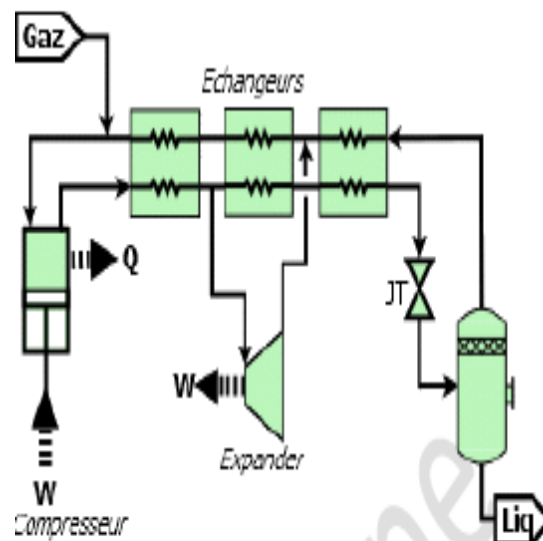


Figure (1.12) Cycle de Claude

I.10.5 Cycle de Joule-Thomson (cycle de Linde) :

Dans ce procédé, le gaz est comprimé à haute pression et refroidi à température ambiante. Puis il est refroidi aussi près que possible de la température du gaz liquéfié dans un échangeur à contre-courant avec le gaz non liquéfié à basse pression. Le gaz haute pression froid est détendu dans une vanne où l'abaissement de température supplémentaire est suffisant pour le liquéfier partiellement. Le liquide est séparé et le gaz est retourné au compresseur après avoir assuré le refroidissement du gaz haute pression. Un appoint en gaz frais est fait à l'entrée du compresseur pour compenser le liquide produit. Le taux de compression étant souvent assez élevé (de l'ordre de 10 pour l'air par exemple), la compression nécessitera plusieurs étages avec un refroidissement à température ambiante entre chaque étage ainsi qu'en sortie du compresseur.

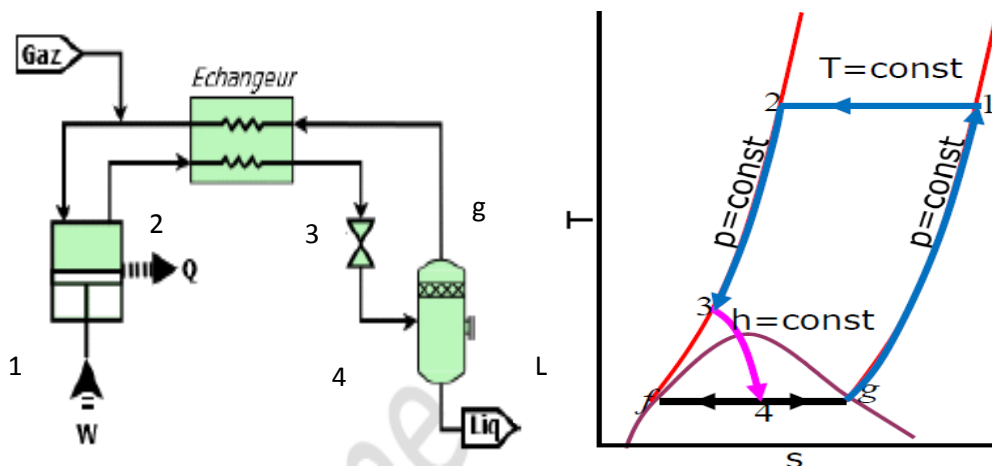


Figure (1.13) schéma et cycle d'un système de Linde.

I.11 Matériaux utilisés dans le système de Linde et ses composants

Les installations cryogéniques en général utilisent une grande diversité de matériaux sélectionnés selon leurs propriétés. Ceux-ci sont soumis à de grandes variations de températures, engendrant de grandes modifications de leurs propriétés mécaniques et thermiques. Le matériau le plus répandu est l'acier inoxydable 304L, utilisé dans toutes les tuyauteries et pour la fabrication des séparateurs de phase ou des réservoirs. On trouve également très souvent de l'aluminium 6061-T6 pour la fabrication des échangeurs de chaleur à plaques et ailettes et pour les structures des grandes bobines supraconductrices. Le cuivre est également largement présent dans les matrices des aimants supraconducteurs mais également dans des éléments de tuyauteries. De nombreux autres matériaux sont utilisés pour leurs propriétés isolantes ou conductrices comme le Kevlar, le Teflon, le Mylar, la fibre de verre, le nylon, etc.

I.11.1 Le compresseur :

Les compresseurs cryogéniques peuvent être volumétriques (alternatifs ou rotatifs) ou à impulsion (centrifuges).

Cependant deux contraintes nous obligent de faire un bon choix :

- Le processus de compression doit être isotherme.
- Doit se faire sans polluer le gaz afin de ne pas boucher les échangeurs.

Les compresseurs alternatifs secs ; sont chers et peu fiables et les compresseurs lubrifiés ont une grande fiabilité mais polluent les gaz par de l'huile.

I.11.1.1 Le compresseur à pistons :

Le compresseur à piston (fig. 1.14) est l'un des tout premiers types de compresseurs utilisés, il reste le plus polyvalent et offre un excellent rendement qui met en jeu des puissances pouvant aller de 0,75 kW jusqu'à 420 kW il peut comprimer de 1,5 à 414 bars.

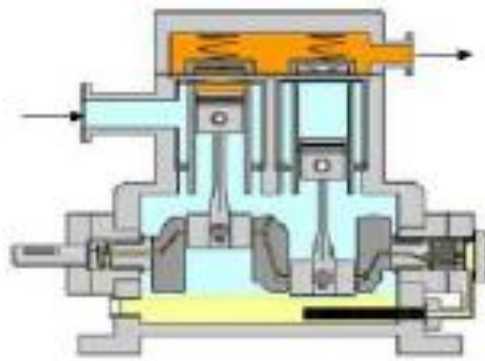


Figure (1.14) : Compresseur à piston.

I.11.1.2 Le Compresseurs rotatifs à vis :

Le compresseur rotatif à vis présenté en (fig. 1.15) est de type volumétrique. Il est très fiable (jusqu'à 40000 h sans entretien) C'est le modèle de compresseur le plus utilisé de nos jours car il permet d'obtenir une compression **isotherme** vu son système de séparation d'huile très performant dans lequel une grande quantité d'huile est injectée

L'élément de compression à vis comprend un rotor mâle et un rotor femelle qui tournent l'un vers l'autre tandis que le volume situé entre eux et le carter diminue. Le rapport de pression d'une vis dépend de la longueur et du profil de la vis et de la forme de l'orifice de refoulement.

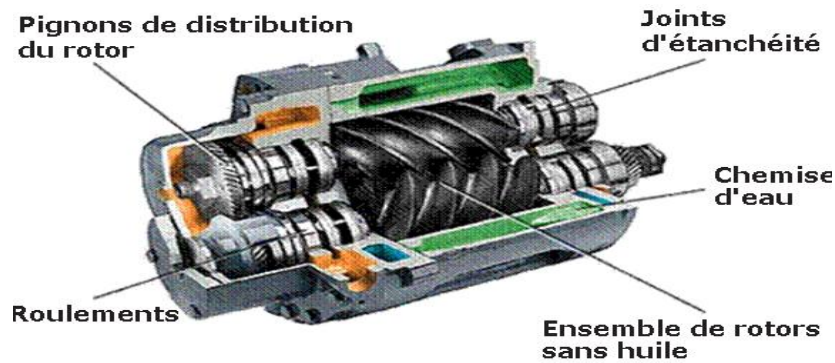


Figure (1.15) compresseur rotatif à vis.

Ces compresseurs rotatifs à vis fonctionnent à des puissances comprises entre 4kw et 250 kW (5 et 535 CV), pour une pression nominale allant de 5 à 13 bars.

I.11.1.3 Le Compresseur à Palette :

Conçu à partir d'une technologie développée (fig.1.16), le compresseur à palettes d'entraînement direct fonctionne à très faible vitesse (1450 t/min) et offre une fiabilité incomparable. Le rotor, la seule pièce continuellement mobile, comporte un certain nombre de fentes sur toute sa longueur où se logent des palettes coulissantes qui glissent sur un film d'huile. Le rotor tourne dans un stator cylindrique. Lors de la rotation, la force centrifuge fait sortir les palettes de leur emplacement et forment alors des cellules de compression individuelles. La rotation réduit le volume de la cellule et augmente ainsi la pression de l'air. La chaleur générée par la compression est contrôlée grâce à une injection d'huile sous pression. L'air sous haute pression est évacué par un orifice de sortie et les traces d'huile restantes sont enlevées par le séparateur d'huile final.

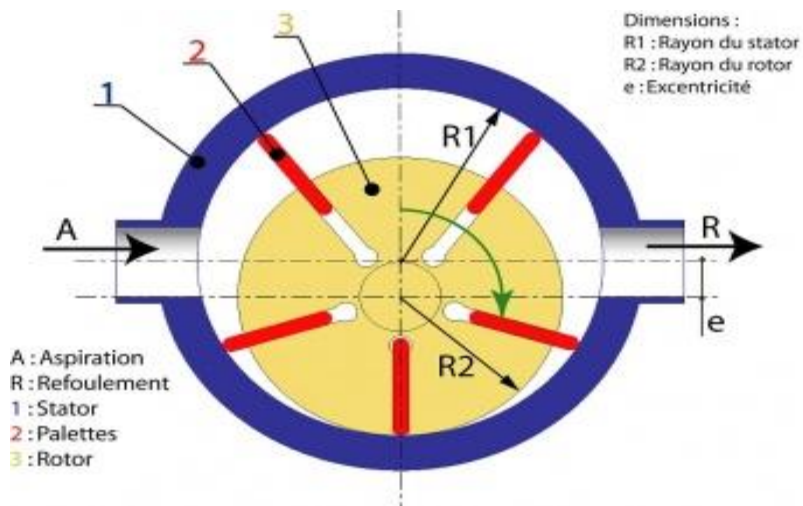


Figure (1.16): compresseur à palette.

Ces compresseurs à palettes fonctionnent à une puissance comprise entre 1,1 kW et 75 kW, pour atteindre une pression nominale de 7 à 8 voire 10 bar.

Pour des débits volumétriques de fluides cryogéniques importants (jusqu'à 300 L/s) on recommande les compresseurs centrifuges qui ont l'avantage de supporter les grandes vitesses (40000 à 100000 tr/min) et ne pas apporter de pollution

I.11.2 L'échangeur de chaleur :

Un échangeur de chaleur à fluides séparés est un système qui permet le transfert d'un flux de chaleur d'un fluide chaud vers un fluide froid, dont chaque flux est isolé par une plaque lisse qui est fixée à l'aide de soudures

Les échangeurs de chaleur à **contre-courant** sont les dispositifs les plus importants utilisés dans la cryogénie, ils sont, généralement, des échangeurs à plaques et ailettes brasées en aluminium.

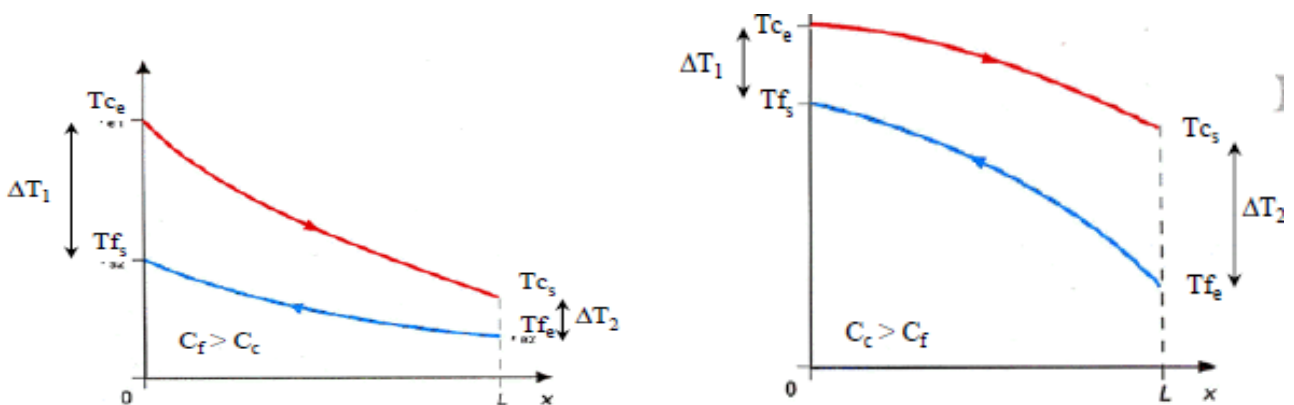


Figure (1.17) Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant [7]

I.11.3 La vanne de détente

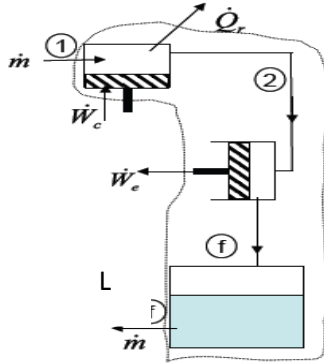
Le principe de liquéfaction dans le cycle de Linde consiste à utiliser le refroidissement par détente de Joule-Thomson (1^{er} effet Joule-Thomson) ou détente isenthalpique (c'est-à-dire sans échange ni de chaleur, ni de travail avec l'extérieur, $H=c^{ste}$). En pratique, en faisant passer un flux de gaz à travers la vanne de détente dans une canalisation calorifugée, cette détente est isenthalpique.

Ces vannes de détente sont enveloppées dans une canalisation calorifugée.

I.11.4 Le séparateur :

Il sert à collecter le l'air liquéfié, tandis que l'autre partie de l'air non liquéfié quitte vers un nouveau cycle.. généralement un séparateur est équipé d'une entrée de fluide, d'une sortie pour le liquide en bas et d'une sortie pour le gaz en haut

I.11.5 Travail de liquéfaction idéal dans le système de Linde : [8]



figure(1.18) représentation liquéfaction idéal de Linde

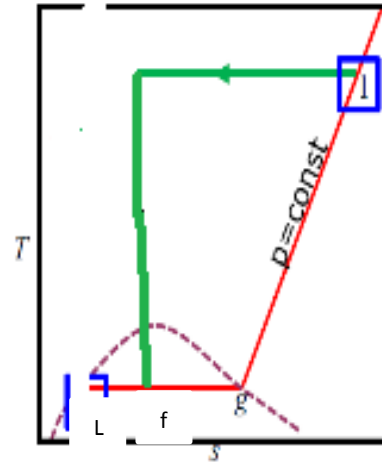


figure (1.19) cycle idéal de linde

L'état initial 1 du gaz détermine la position du point f, sa température de liquéfaction.

Le processus est isentropique, $s_2 = s_f$ Par conséquent, il détermine aussi la pression de P_2 .

Le premier principe de conservation de l'énergie pour le système délimité par les pointillés dans la figure (1.18) permet d'écrire :

$$\dot{W}_C + \dot{m}h_1 = \dot{W}_e + \dot{Q}_r + \dot{m}h_f \tag{I.35}$$

$$\dot{W}_C = \dot{W}_e + \dot{Q}_r - \dot{m} (h_1 - h_f) \tag{I.36}$$

dans le cas où \dot{W}_e contribue à renforcer le travail de compression

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{min} = \dot{W}_C - \dot{W}_e = \dot{Q}_r - \dot{m} (h_1 - h_f) \tag{I.37}$$

$$\dot{m}s_1 = \dot{m}s_f + \frac{\dot{Q}_r}{T_1} \tag{I.38}$$

$$\text{Donc : } \dot{Q}_r = T_1 \dot{m} (s_1 - s_f) \tag{I.39}$$

Travail minimum requis par unité de masse du gaz comprimé

$$\frac{W_{min}}{\dot{m}} = T_1 (s_1 - s_f) - (h_1 - h_f) \tag{I.40}$$

Dans un système idéal, la masse de gaz comprimé est identique à la masse de gaz liquéfiée, donc : $\dot{m} = \dot{m}_f$

$$\frac{W_{min}}{\dot{m}} = \frac{W_{min}}{\dot{m}_f} = T_1 (s_1 - s_f) - (h_1 - h_f) \tag{I.41}$$

Les fonctions qui peuvent indiquer la performance d'un système de liquéfaction

-le travail nécessaire à la compression d'une unité de masse du gaz $\frac{\dot{w}_c}{\dot{m}}$

-le travail consommé à la liquéfaction d'une unité de masse du gaz exprimé comme suit :

$$w_f = \frac{\dot{w}_c}{\dot{m}_L} = \frac{\dot{w}_c}{\dot{m}_y} = \frac{(h_2 - h_1) - T_1(s_2 - s_1)}{y} \quad (\text{I.42})$$

-la fraction liquéfiée :

$$y = \frac{m_L}{m} \quad (\text{I.43})$$

I.11.6 Le rendement thermodynamique du système de Linde

On définit le rendement thermodynamique(FOM), (Figure of Mérit) comme le rapport entre le travail théorique minimum et le travail réel nécessaire pour le système qui s'exprime :

$$\text{FOM} = \frac{w_i}{w_L} \quad (\text{I.44})$$

Avec $w_i = \frac{\dot{W}_{\min}}{\dot{m}_L}$ et $w_L = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_L}$

$$\text{FOM} = \frac{\dot{w}_{\min}/\dot{m}_f}{\dot{w}_c/\dot{m}_f} \quad (\text{I.45})$$

$$\text{FOM} = \frac{T_1 (s_1 - s_f) - (h_1 - h_f)}{[T_1 (s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)](1/y)} \quad (\text{I.46})$$

Un rendement thermodynamique est une grandeur utilisée pour caractériser les performances d'un système ou d'une méthode, afin de le comparer à un système de référence ou alternatif.

or d'une autre manière : les ingénieurs s'intéressent généralement à la comparaison du travail réel consommé pour obtenir 1kg de gaz liquéfié et le travail minimum requis pour obtenir la même masse liquide.

Le travail minimum requis (travail réversible) et le travail réel peuvent être liés :

$$W_{\text{réel}} = W_{\text{rev}} + T_0 s_{\text{gen}} = W_{\text{rev}} + E_{\text{xd}} \quad (\text{I.47})$$

Le travail réversible pour le cycle simple de Linde-Hampson peut être exprimé par la différence de flux d'exergie des états 1 et f

$$w_{\text{rev}} = (e_f - e_1) = (h_L - h_1 - T_0(s_L - s_1)) \quad (\text{I.48})$$

Le rendement de l'exergie peut être défini comme de travail réversible par de travail réel :

$$\psi = \frac{y w_{\text{rev}}}{w_{\text{réel}}} = \frac{y(h_f - h_1 - T_0(s_f - s_1))}{(h_2 - h_1) - T_1(s_2 - s_1)} \quad (\text{I.49})$$

I.12 Stockage et transfert des fluides cryogéniques :

I.12.1 Isolation des vases de stockage : [9]

L'isolation thermique dans le domaine des basses températures est un élément essentiel du stockage et de la manutention des fluides cryogéniques et ce, du fait de leurs faibles chaleur latente de vaporisation et des écarts importants de température avec l'ambiance. On a reporté à titre d'illustration dans le tableau (1.5), les principales caractéristiques thermodynamiques des fluides cryogéniques les plus courants :

Fluide	Te (K)	Lv (j/g)	$\rho(g/cm^3)$
Hélium	4.20	20.40	0.125
Hydrogène	20.40	454	0.071
Azote	77.35	199	1.207
Oxygène	90.20	213	1.141

Tableau (1.5) : Les caractéristiques thermodynamiques de quelques fluides cryogéniques

La température choisie pour référence étant celle de l'ébullition de l'hélium liquéfié. A titre de comparaison, on peut se rappeler que l'eau possède une chaleur latente de 2275 J/kg.

T (K)	10	100	200	300
λ verre W/mk	0.113	0.304	0.525	0.672
λ nylon W/mk	0.024	0.212	0.278	0.302
λ téflon W/km	0.073	0.195	0.225	0.237

Tableau (1.6) : conductivité thermique de matériaux homogène aux bassesTempératures.

Une fois liquéfié, il faut pouvoir recueillir et garder cet air à la pression atmosphérique. Pour cela, il faut des récipients aussi imperméables que possible à la chaleur. M. J. Dewar recommande des vases spéciaux où l'enveloppe isolante est constituée par le vide de Crookes.

I.12.2 Les différents types d'isolants :

I.12.2.1 Mousses isolantes : [10]

Il s'agit de matériaux cellulaires constitués de mousses plastiques expansées à l'aide d'un gaz emprisonné en cellules fermées. La petite taille des cellules empêche les processus de convection intracellulaire qui diminueraient la résistance thermique du matériau. On reporte dans le tableau (1.7) les caractéristiques des principales mousses isolantes utilisées en cryogénie.

Mousses isolantes	$\rho(km/m^3)$	$\lambda\mu(W cm^{-1} K^{-1})$
Mousse polyvinyliques (Klegecell) (agent gonflant : azote gazeux	33	280
	100	300
Mousses de polyuréthane (agent gonflant : azote, R11	30	210
	60	200
Mousses de verre	150	500
	200	600

Tableau (1.7) : les caractéristiques thermo-physiques de mousses isolantes utilisées en Cryogénie

I.12.2.2 Isolants fibreux :

L'exemple le plus typique est celui de la laine de verre. Une conductivité apparente d'un tel matériau dépend des conditions d'utilisation de l'isolant (températures moyenne, humidité) mais aussi des paramètres de structure de ce matériau (masse volumique, porosité, indice de finesse des fibres, perméabilité aux gaz, facteur d'anisotropie,....).

I.12.2.3 Isolants granulaires :

La conductivité apparente de milieux granulaires peut être estimée à l'aide de modèles qui prennent en compte le diamètre des particules, la porosité du milieu, la température, la pression d'utilisation, l'émissivité des surfaces solides, les surfaces de contact particule/particule, etc.....

I.12.2.4 Super-isolants multicouches :

Cette isolation multicouche consiste en un grand nombre de parois fortement réfléchissantes au rayonnement infrarouge. Les contacts entre parois sont limités par des points de contact ou par l'intermédiaire d'un matériau fibreux. La chaleur échangée par rayonnement est alors minimisée ainsi que les échanges par conduction. Ces isolants sont habituellement utilisés sous un vide relatif afin de rendre négligeable la conduction gazeuse.

Ecran	Intercalaire	Tassement couches/cm	λ $\mu(W\ cm^{-1}\ K^{-1})$
Aluminium 9μ	Fibres de verre $\varnothing=0,7\mu$ <i>épaisseur 2,2mm</i>	30	0,55
Mylar aluminisé simple face	Néant	25	0,9
Film polyester aluminisé sur une face et ondulé	Néant	25	0,3

Tableau (1.8) : les caractéristiques de conductivité apparente de quelques supers isolants.

I.12.2.5 Isolation par microsphères creuse métallisées : [10]

L'isolation par microsphères diffère de l'isolation classique à base de milieux granulaires (billes, poudres) en ce que ces isolants sont constitués de sphères creuses métallisées.

Cette technique permet non seulement la réduction du poids spécifique et de la capacité calorifique, tout en limitant très efficacement le transfert thermique (diminution du transfert radiatif avec peu d'accroissement de la composante conductrice), mais surtout permet l'obtention de résistances mécaniques importantes en comparaison avec les supers isolants multicouches. A titre d'exemple, on reporte en tableau (1.9), les performances thermique et mécanique comparées des isolants à microsphères creuses métallisées et des supers-isolants multicouche.

Isolant	ρ kg/m^3	$\lambda \text{ } wm^{-1}k^{-1}$	σ(résistance à la compression)Nm^{-2}
Microsphère	70-80	$2,2 - 4 \times 10^{-4}$	$> 3 \times 10^6$
Multicouche	50-60	$5 - 10 \times 10^{-5}$	nulle

Tableau (1.9) : performance thermique et mécanique comparées des isolations par microsphères creuses métallisés

II. Notions sur l'exergie

II.1 Historique : [11]

L'énergie utilisable est la partie de l'énergie qui est virtuellement convertible en travail. Elle est connue sous divers noms tels que "motivity", "availability", énergie utilisable, enthalpie utilisable, travail maximal, "technische Arbeitsfähigkeit", qui est une fonction d'état étudiée après Duhem (1861-1916) par Gouy (1854-1926).

Le terme exergie (travail extractible) semble maintenant s'imposer dans la littérature, mais elle n'a été introduite qu'en 1956 par Zoran Rant. Un peu tombée en désuétude, malgré son utilisation par Einstein, elle revient par le biais ingénieur des réflexions sur le gaspillage lors des années 70, à la suite du choc pétrolier.

II.2 Introduction : [12]

L'Analyse exergétique vise à proposer et familiariser une méthode d'élaboration de bilans exergétique et à illustrer l'impact de diverses technologies sur le rendement exergétique des systèmes de transformation d'énergie, qui ne peut se transformer sans jamais se détruire, l'exergie ne peut en revanche que diminuer dans les transformations réelles. Sa destruction est lié à l'entropie du système et de son environnement, qui ne peut qu'augmenter au cours d'une transformation réelle, non réversible à titre d'exemples, on illustrera l'application de l'analyse exergétique aux cycles de réfrigération complexes de cryogénies de liquéfaction de l'air, à la préparation de gaz pour la fabrication d'ammoniac et à un cycle de centrale TGV (turbines à gaz couplées à un cycle à vapeur à deux niveaux de pression).

Même si la plupart des exemples sont tirés des systèmes de transformation d'énergie liés à la production de chaleur et de travail, L'Analyse exergétique s'applique également aux systèmes sujets à des réactions chimiques (réacteurs, et en particulier combustion) ou à des changements de composition (distillation). L'exergie est une fonction thermodynamique qui pourrait constituer une bonne candidate pour établir un lien avec l'environnement.

II.3 Définition : [13]

L'exergie d'un système est une fonction thermodynamique qui exprime la capacité de ce système à produire du travail en raison de son déséquilibre avec l'ambiance dans laquelle il se trouve en assimilant l'ambiance à une source infinie, monothème et isobare.

Par définition l'exergie d'un système est égale à zéro lorsqu'il est à l'équilibre thermodynamique avec son environnement

Il est conseillé de rappeler l'état de référence choisi dans toute analyse exergetique car le travail maximum récupérable dépend de la température de l'ambiance.

Elle s'exprime comme suit:

$$ex = h_t - h_{t0} - T_0(s - s_0) = -w_{\max} \quad (\text{II.1})$$

Avec
$$h_t = h + \frac{v_2^2}{2} + gz$$

T_0 : est la température de l'environnement,

s : l'entropie spécifique du système dans l'état initial

s_0 : l'entropie spécifique du système à la température T_0 et à la pression p_0 .

Ou encore

$$h_t - h_{t0} = Ex + an \quad (\text{II.2})$$

Ce qui signifie que la chute d'enthalpie totale d'un système entre un état quelconque et son état d'équilibre avec l'environnement est égale à la somme de son exergie et de son anergie sous forme différentielle s'exprime comme suit:

$$d h_t = dex + dan \quad (\text{II.3})$$

L'énergie peut être décomposée en deux parties complémentaires:

- Une composante dite utile : l'exergie
- Une composante dite inutile ou indisponible : l'anergie

L'anergie représente la part minimum de l'énergie d'un système qui ne pourra jamais être transformée en énergie mécanique lorsque ce system passe d'un état quelconque à un état d'équilibre avec sou environnement, donc c'est une fraction de l'énergie qui ne peut donner du travail utile dans les conditions de référence, Sous forme différentielle elle est :

$$dan = T_0 \cdot ds = \frac{T_0}{T} \delta q \quad (\text{II.4})$$

Et pour une évolution finie :
$$an = T_0(s - s_0) \quad (\text{II.5})$$

II.4 Expression de l'exergie associée à différents porteurs :

II.4.1 L'exergie associée à l'échange de travail mécanique :

Pour une énergie mécanique à la frontière du système :

$$ex_w = w - w_{fr} \quad (II.6)$$

$w_{fr} = P_0(v_2 - v_1)$: est le travail effectué sur la frontière du système il constitue une perte lors de la détente. Cependant lors de la compression il constitue un gain car la pression atmosphérique aide le processus de compression.

v_1 et v_2 sont respectivement le volume initial et final du système considéré.

Les énergies cinétique, potentielle, voire électrique, sont de **l'exergie pure** ou énergie noble car elles sont entièrement transformables en travail par opposition aux formes dégradées telle que la chaleur par exemple.

Pour le cas de ces énergies pures : $ex_w = w$

II.4.2 Exergie associée à l'énergie thermique :

L'énergie thermique n'est pas de l'exergie pure, mais un mélange d'exergie et d'anergie :

$$Q = ex_Q + an_Q \quad (II.7)$$

Le contenu exergétique de l'énergie thermique Q est:

$$Ex_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (II.8)$$

T : représente la température à la frontière de système.

Le facteur de Carnot : $\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$ (II.9)

Cette relation montre que plus la température T du fluide est élevée, plus son contenu exergétique et son énergie peut être valorisée sous forme de travail.

L'anergie s'exprime par :

$$an_Q = Q \frac{T_0}{T} \quad (II.10)$$

L'exergie peut en effet être détruite suite aux irréversibilités dans le système. D'après le théorème de **Gouy- Stodola**, l'irréversibilité d'un système, notée **I** s'exprime comme suit :

$$E_{xd} = T_0 \cdot S_{gen} \quad (\text{II.11})$$

La performance d'un système peut être améliorée en minimisant l'irréversibilité

L'irréversibilité s'exprime aussi par la différence entre le travail obtenu de manière réversible (w_{rev}) et le travail dit utile (w_u) :

$$E_{xd} = w_{rev} - w_u \quad (\text{II.12})$$

Le travail utile est égal à la différence entre le travail réel et le travail sur la frontière :

$$w_u = w - w_{fr} \quad (\text{II.13})$$

Considérons l'exemple de la détente d'un gaz enfermé dans une enceinte fermée ; Une partie du travail cédé par le gaz est utilisé pour pousser l'atmosphère, C'est un travail non utilisable dont l'expression est:

$$W_{fr} = P_0(v_1 - v_2) \quad (\text{II.14})$$

II.4.2.1 Exergie liée à flux de matière :

L'exergie est une fonction des paramètres extensifs du système tels que l'énergie interne, le volume, l'entropie, la masse ou le nombre de moles et des paramètres intensifs de l'environnement (température, pression, potentiel chimique des différents composants ainsi que les potentiels gravitationnels, électromagnétiques,ex...)

mais les effets nucléaires, magnétiques ou électriques sont généralement négligés de sorte l'exergie, d'un flux de matière soit composé de :

L'exergie cinétique Ex_c , potentielle Ex_p , physique Ex_{ph} et chimique Ex_{ch}

$$E_x = Ex_c + Ex_p + Ex_{ph} + Ex_{ch} \quad (\text{II.15})$$

II.4.3 L'exergie cinétique

Due à la vitesse d'un système par rapport à un référentiel fixe

Pour l'unité de masse elle s'exprime par $ex_c = \frac{1}{2}v^2$ (II.16)

Pour un flux de matière

$$\dot{m}Ex_c = \frac{1}{2}\dot{m}V^2 \quad (\text{II.17})$$

II.4.3.1 L'exergie potentielle :

Due en général à la position d'un système dans un champ de forces donné (gravitationnel par exemple) .elle s'exprime comme suit :

$$\text{-Pour l'unité de masse} \quad ex_p = gz \quad (\text{II.18})$$

$$\text{-pour un flux} \quad \dot{m}Ex_p = \dot{m}gz \quad (\text{II.19})$$

II.4.4 L'exergie physique :

Définie comme la quantité de travail maximum que l'on peut obtenir lorsqu'un flux de matière évolue de son état initial jusqu'à l'état environnemental défini par sa pression P_0 et sa température T_0 selon des processus physiques (ou thermodynamiques) réversibles impliquant seulement une itération thermique et mécanique avec l'environnement. Son expression est

Pour l'unité de masse :

$$ex_p = (h - T_0s) - (h_0 - T_0s_0) = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (\text{II.20})$$

$$\text{Pour un débit } \dot{m} \text{ de matière} \quad \dot{E}x_{ph} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (\text{II.21})$$

II.4.4.1 L'exergie chimique :

Définie comme L'exergie de ce système lorsqu'il est en état d'équilibre mécanique et thermique avec le milieu environnant (ambient). Elle s'exprime comme suit :

$$\dot{E}x_{ch} = \dot{m}(u - u_0) \quad (\text{II.22})$$

u : Est le potentiel chimique de la substance à l'état initial

u_0 : celui à l'état final.

Notons que L'exergie chimique d'un gaz de référence (qui contribue à former l'atmosphère de référence) est définie par rapport aux pressions partielles.

L'exergie spécifique (pour une mole) est :

$$ex_{ch} = RT_0 \log \frac{p_0}{p_{oa}} \quad (\text{II.23})$$

P_0 : Est la pression environnant.

P_{oa} : Est la pression partielle du gaz dans l'état de référence.

II.5 Exergie d'un système fermé :

L'exergie d'un système est la production (ou de réception) d'un travail maximal (ou minimal) avec son milieu ambiant

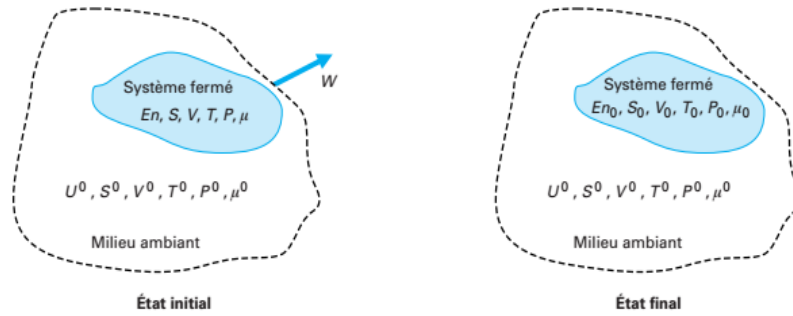


Figure (2.1) système fermé et son environnement.[11]

Pour l'unité de masse l'exergie d'un système fermé s'exprime par relation suivante :

$$e_x = (e - u_0) + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0), \tag{II.24}$$

e Étant l'énergie totale de l'unité de masse du système considéré et s'exprime par :

$$e = u + \frac{v^2}{2} + gz \tag{II.25}$$

v : est le volume massique du système dans l'état considéré.

s : L'entropie massique du système dans l'état considéré.

(u_0, v_0, s_0): Sont les valeurs de ces mêmes propriétés à l'état mort.

$$\text{Ou : } e_x = \left[\left(u + \frac{v^2}{2} + gz \right) - u_0 \right] + p_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) \tag{II.26}$$

Ce qui peut aussi s'exprimer, en tenant compte de l'énergie cinétique et potentielle :

$$e_x = (u - u_0) + P_0(v - v_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \tag{II.27}$$

Pour une masse :

$$E_x = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) + m\left(\frac{v^2}{2} + gz\right) \tag{II.28}$$

La variation de l'exergie est la différence entre son exergie de l'état final et celle de l'état initial :

$$\Delta E_x = E_{x2} - E_{x1} = (E_2 - E_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + \Delta E \tag{II.29}$$

$$\Delta E_x = (U_2 - U_1) + P_0(V_2 - V_1) - T_0(S_2 - S_1) + m \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + mg(z_2 - z_1) \quad (\text{II.30})$$

Précisons que cette variation d'exergie est exprimée dans le cas d'un gaz qui se détend de la pression P à la pression P_0 dans un cylindre obstrué par un piston.

II.6 Bilan exergetique :

Le bilan exergetique peut être exprimé littéralement comme suit :

(Variation d'exergie du système) = (exergie entrante)-(exergie sortante)-(exergie détruite)

$$\Delta E_x = E_{xe} - E_{xs} - E_{xd} \quad (\text{II.31})$$

La variation d'exergie d'un système au cours d'une transformation est égale à la différence entre d'exergie nette fournie au système ($E_{xe} - E_{xs}$) et l'exergie détruite (E_{xd}) au sein du système suite aux irréversibilités.

En termes de flux :

$$\frac{dE_x}{dt} = (\dot{E}_{xe} - \dot{E}_{xs}) - \dot{E}_{xd} \quad (\text{II.32})$$

On peut résumer que :

$$\dot{E}_{xd} \begin{cases} > 0 & \text{transformation irréversible} \\ = 0 & \text{transformation réversible} \\ < 0 & \text{transformation impossible} \end{cases} :$$

II.6.1 Bilan d'exergie en système ouvert

Un transfert d'exergie aux frontières d'un système ouvert (volume de contrôle) peut être associé au flux de matière et au transfert d'énergie mécanique (travail et chaleur). Pour un système de volume de contrôle de plusieurs entrées et sorties sa forme générale est

$$\frac{dE_{VC}}{dT} = \sum_{j=1}^{nq} (1 - \frac{T_0}{T}) Q_j + (\frac{dVC}{dt}) + (\sum_{j=1}^r \dot{E}_{e,j} + \sum_{j=1}^p \dot{E}_{s,j}) + \dot{E}_{xd} \quad (\text{II.33})$$

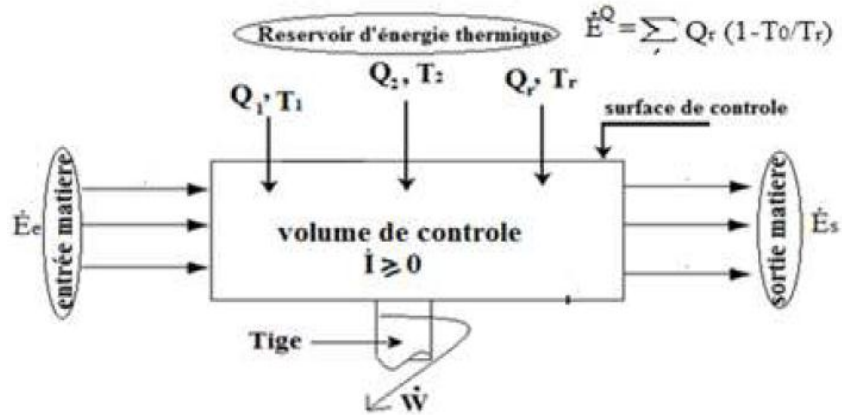


Figure (2.2): le bilan d'exergie pour un volume de contrôle [14]

Le bilan pour ce système peut s'exprimer :

$$(\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1) = \sum_i (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i - [\dot{w} - p_0(v_1 - v_2)] + \sum_e \dot{m}_e \cdot e_{x_e} - \sum_s \dot{m}_s \cdot e_{x_s} - \dot{E}x_{xd} \quad (II.34)$$

En termes de flux :

$$\sum_i (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i - [\dot{w} - p_0 \frac{dv_{vc}}{dt}] + \sum_e \dot{m}_e \cdot e_{x_e} - \sum_s \dot{m}_s \cdot e_{x_s} - \dot{E}x_d = \frac{d}{dt} E_{x_{vc}} \quad (II.35)$$

Pour des systèmes fonctionnant en régime permanent ce bilan se réduit à :

$$\sum_i (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i - \dot{w} + \sum_e \dot{m}_e \cdot e_{x_e} - \sum_s \dot{m}_s \cdot e_{x_s} - \dot{E}x_d = 0 \quad (II.36)$$

Pour des systèmes à une entrée et une sortie fonctionnant en régime permanent tels que les turbines, les compresseurs.... etc. Le bilan exergetique s'exprime par :

$$\sum_i (1 - \frac{T_0}{T_i}) \dot{Q}_i - \dot{w} + \dot{m}(e_{x_e} - e_{x_s}) - \dot{E}x_d = 0 \quad (II.37)$$

$$(e_{x_e} - e_{x_s}) = (h_e - h_s) - T_0(s_e - s_s) + \frac{v_e^2 - v_s^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (II.38)$$

-Remarque : les relations ci-dessus permettant d'exprimer le travail réversible en posant simplement $E_{xd} = 0$, Alors $w = w_{rev}$

Ainsi pour un système à une entrée et une sortie :

$$w_{rev} = \dot{m}(e_{x_e} - e_{x_s}) + \sum_i (1 - \frac{T_c}{T_i}) \dot{Q}_i \quad (II.39)$$

Si de plus ce système est supposé adiabatique, alors :

$$w_{rev} = \dot{m}(e_{x_e} - e_{x_s}) \quad (II.40)$$

Et en termes de flux :

$$\dot{w}_{reu} = \dot{m}(e_{x_e} - e_{x_s}) \quad (II.41)$$

II.6.2 Bilan exergetique d'un compresseur :

Le bilan exergetique du compresseur en regime permanent est celui d'un systeme ouvert en regime permanent :

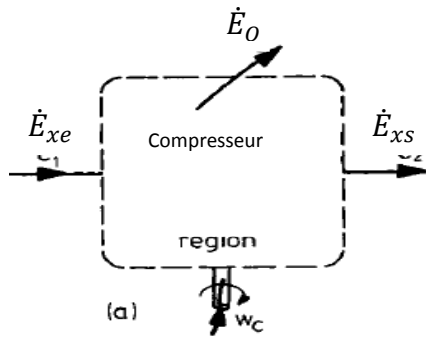


Figure (2.3) bilan d'exergie d'un compresseur isotherme.

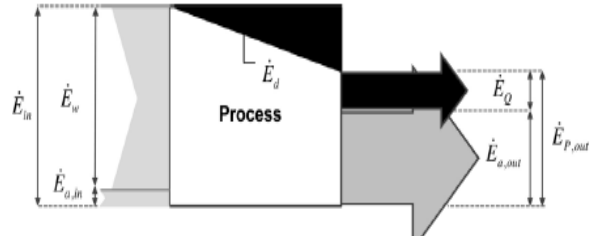


Figure (2.4) bilan d'exergie d'un compresseur isotherme dans le diagramme de Grassmann [15]

Le bilan de l'exergie sera mis sous la forme :

$$w_c = e_{xs} - e_{xe} + E_{xd} \tag{II.42}$$

Le rendement pour un tel compresseur défini comme étant le rapport de l'exergie utile sur l'exergie consommée exprimé comme suit :

$$\Psi = \frac{w_{rev}}{w_e} = \frac{e_{xs} - e_{xe}}{h_s - h_e} \tag{II.43}$$

L'exergie pénétrant dans le volume de control est plus importante que celle qui en sort, La différence entre les deux, est le taux d'irréversibilités \dot{I} :

$$(\sum_i \dot{m}_i e_{xe}) - (\sum_i \dot{m}_i e_{xs}) + \dot{W} - (1 - \frac{T_0}{T_r}) \dot{Q}_r - \dot{E}_{xd} = 0 \tag{II.44}$$

$$E_{xd} = (\sum_i \dot{m}_i e_{xe}) - (\sum_i \dot{m}_i e_{xs}) + \dot{W} - (1 - \frac{T_0}{T_r}) \dot{Q}_r \tag{II.45}$$

T_0 T_r : Températures de l'environnement et du fluide respectivement

L'irréversibilité ou l'exergie détruite E_{xd} : est la différence entre le travail obtenu de manière réversible (w_{rev}) et le travail dit utile w_u

$$E_{xd} = w_{rev} - w_u \tag{II.46}$$

E_{xd} : est alors la différence entre l'exergie disponible à l'entrée et l'exergie à la sortie.

Le bilan exergetique pour un compresseur à une entrée et une sortie est exprimé comme suit:

$$(\dot{E}_{xe}) + E\dot{x}_w - (\dot{E}_{xs}) - E\dot{x}_Q - E_{xd} = 0 \tag{II.47}$$

$$(Avec \dot{W}_C = E\dot{x}_w) \tag{II.47.1}$$

$$E_{xd} = (\dot{E}_{xe} + \dot{W}_C) - (\dot{E}_{xs} + \dot{E}_{xQ}) \quad (II.47.2)$$

II.6.3 Bilan exergetique de l'échangeur de chaleur :

Pour évaluer aussi l'exergie détruite au niveau de l'échangeur de chaleur on utilise l'équation du bilan exergetique du système ouvert :

$$\frac{dEx_{vc}}{dt} = (\sum_i \dot{m}_i e_e) - (\sum_i \dot{m}_i e_s) + \dot{W} + (1 - \frac{T_0}{T_r}) \dot{Q}_r - \quad (II.48)$$

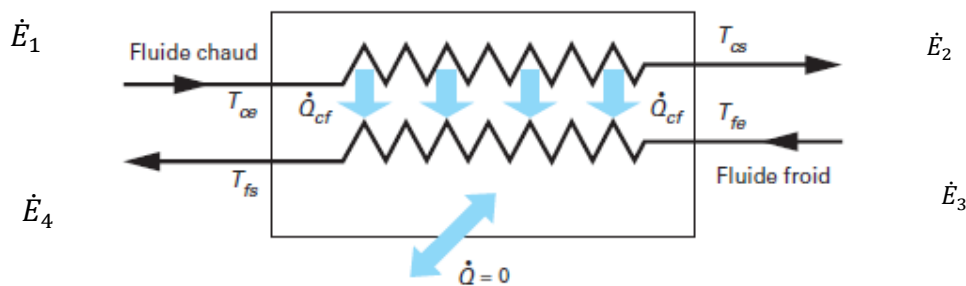


Figure (2.5) échangeur de chaleur à contre-courant[6]

Pour un échangeur isolé en régime permanent il n y a pas de transfert d'exergie par travail et le bilan s'écrit :

$$(\sum_i \dot{m}_i e_{xe}) - (\sum_i \dot{m}_i e_{xs}) - E_{xd} = 0 \quad (II.49)$$

$$E_{xd} = T_0 \dot{S}_{crée} = (\sum_i \dot{m}_i e_{xs}) - (\sum_i \dot{m}_i e_{xe}) \quad (II.50)$$

Et
$$\dot{S}_{crée} = \sum_s \dot{m}_s S_s - \sum_s \dot{m}_e S_e \quad (II.51)$$

II.6.4 La vanne de détente :

Le flux d'exergie détruite dans la vanne de détente sera exprimé:

$$E_{xd} = \dot{m} e_{x1} - \dot{m} e_{x2} \quad (II.52)$$

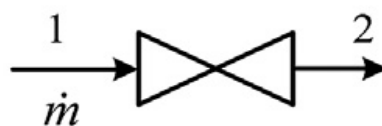


Figure (2.6) La vanne de détente.

e_{x1} et e_{x2} sont les exergies spécifiques avant et après la détente isenthalpique ($h_1=h_2$)

II.7 Rendement exergetique :

L'exergie permet de définir le rendement d'une installation, et de quantifier sa qualité thermodynamique : Le rendement exergetique noté η_{ex} , est le rapport entre le produit exergetique (l'exergie produite par le système) et la ressource exergetique (l'exergie disponible)

$$\Psi = \frac{\text{produit(exergetique)}}{\text{ressource (exergetique)}} \quad (\text{II.53})$$

Il est toujours compris entre 0 et 1 et d'autant plus élevé que les irréversibilités sont faibles.

Les ressources exergetiques correspondent à la somme de toutes les exergies que l'on a dû fournir au cycle en provenance de l'extérieur.

Pour quantifier la part d'exergie perdue suite aux irréversibilités, on définit le facteur dissipatif ξ par :

$$\xi = \frac{\text{irréversibilités}}{\text{ressource (exergetique)}} \quad (\text{II.54})$$

II.8 Limites de l'exergie :

Si l'exergie est un outil prometteur car tenant compte de l'efficacité des transformations mises en jeu dans un procédé et de la dégradation de l'environnement, certaines limites existent telle que :

Elle ne donne pas d'indications concernant l'utilisation de ressources renouvelables ou pas.

Ne prend pas en compte la difficulté de conversion d'une énergie primaire donnée (conversion plus difficile à partir de l'énergie solaire qu'à partir du pétrole ou du gaz naturel)

III. Application numérique et étude système de Linde

III.1 Position du problème :

Le problème consiste à effectuer une analyse énergétique et exergétiques pour un système simple de Linde destiné à liquéfier de l'air.

III.2 Description de système simple de Linde et son principe de fonctionnement

Le cycle de Linde pour liquéfaction comprend :

- Un compresseur.
- Un échangeur de chaleur.
- Une vanne de détente.
- Un réservoir de liquide ou séparateur.

Le principe de fonctionnement de ce système est le suivant :

Le gaz est comprimé de P_1 à P_2 , à température constante grâce à un after-coller intégré dans le compresseur qui maintien la température d'entrée la même que celle de sortie, il est refroidi de l'état (2) à l'état (3) à travers l'échangeur de chaleur. Il subit ensuite une détente à travers la vanne de l'état (3) jusqu'à l'état (4), au cours de cette transformation une fraction du gaz y se liquéfie.

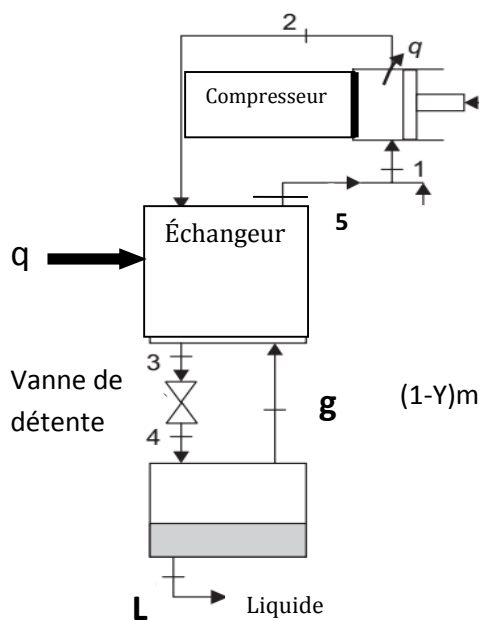


Figure (3.1) schéma d'un système simple de Linde pour liquéfaction

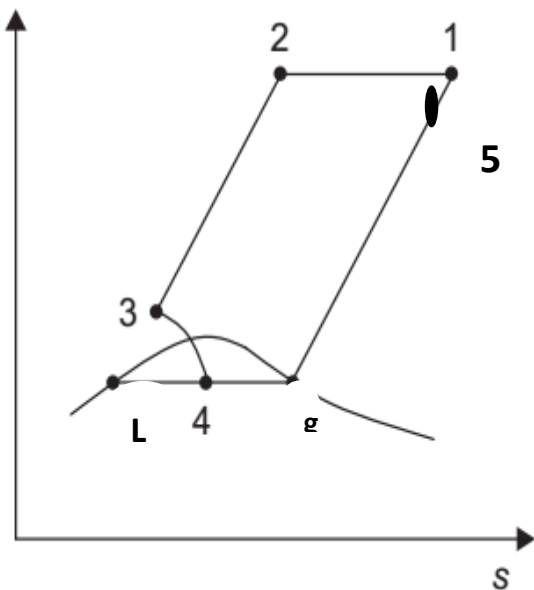


Figure (3.2) l'évolution thermodynamique du cycle de Linde dans le diagramme T-S

III.3 Données :

- L'air entrant dans le compresseur a pression $P_1 = 0,1$ MPa, subit une compression isotherme à $T_1=T_2 = 293$ K jusqu'à $P_2 = 20$ MPa.
- L'air sortant de l'échangeur de chaleur l'état 5 a une Température $T_5 = 288$ K.
- Les pertes de charge dans l'échangeur de chaleur sont négligées.
- On suppose un transfert de chaleur de $2,1$ kJ par kg d'air frais à travers l'échangeur de chaleur.
- Les composants de l'installation sont supposés fonctionner de manière adiabatique.
- Les flux d'énergies cinétiques et potentiels de l'air sont négligés.
- Le rendement isotherme du compresseur est $\eta_{iso}=0,7$
- Le rendement mécanique du compresseur est $\eta_m=0,9$
- Le rendement électrique du moteur $\eta_{el}=0,95$

Le diagramme entropique de l'air T-S du logiciel EES S.A. Klein 2017, Reference NBP, donne les valeurs suivantes pour une certaine propriétés chimique de l'air définis dans la référence suivante :

« **Référence NBP** : Les valeurs d'enthalpie spécifique et d'entropie spécifique sont nulles pour un liquide saturé au point d'ébullition à pression atmosphérique. »

Pour: $P_1=0,1$ MPa,	$T_1=293$ K	$h_1=419,4$ kJ/kg
Pour $P_2=20$ MPa	$T_2=293$ K	$h_2=383,2$ kJ/kg
Pour $P_1=0,1$ MPa	$T_g=81$ K	$h_g=204,7$ kJ/kg
Pour $P_1=0,1$ MPa	$T_L=81$ K	$h_L=0$ kJ/kg
Pour $P_1=0,1$ MPa	$T_5=288$ K	$h_5=414,4$ kJ/kg

Pour le calcul de l'exergie spécifique en chaque état du fluide, il est procédé comme suit:

$$e = h-h_0-T_0(s-s_0) \quad (\text{III.01})$$

$$h_0=h_1=419,4 \text{ kJ/kg}$$

$$T_0=T_1=293^\circ\text{K}$$

$$s_0=s_1=3,86 \text{ kJ/kg.K}$$

Pour l'état initial 1 par exemple: $e_1=h_1-h_0-T_0(s_1-s_0) \quad (\text{III.02})$

A.N : $e_1= (419,4-419,4)-293(3,86-3,86)=0 \text{ kJ/kg}$

III.4 Analyse énergétique

III.5 Expression et calcul de la fraction de gaz liquéfié :

La fraction de liquide (y) est obtenue à partir du bilan énergétique dressé pour un volume de contrôle comprenant l'ensemble du système sauf le compresseur :

$$mh_2 + q' = m_1h_1 + m_g h_5 \quad (\text{III.03})$$

$$h_2 + \frac{q'}{m} = \frac{m_L}{m} h_L + m_g h_5 \quad (\text{III.04})$$

$$h_2 + \frac{q'}{m} = \frac{m_L h_L}{m} + \left(\frac{m - m_L}{m} \right) h_5 \quad (\text{III.05})$$

En posant :

$$y = \frac{m_L}{m} \quad (\text{III.06})$$

Alors :

$$h_2 + \frac{q'}{m} = y h_L + (1-y) h_5 \quad (\text{III.07})$$

$$y = \frac{h_2 - h_5 + q'/m}{h_L - h_5} \quad (\text{III.08})$$

$$y = \frac{h_5 - h_2 - q'/m}{h_5 - h_L} \quad (\text{III.9})$$

En posant

$$q = \frac{q'}{m} \quad (\text{III.10})$$

$$y = \frac{h_5 - h_2 - q}{h_5 - h_L} \quad (\text{III.11})$$

AN :

$$y = 0.0702$$

Pour avoir 1 kg de liquide, la masse d'air nécessaire est :

Alors :

$$m = \frac{m_L}{y} \quad (\text{III.12})$$

A.N :

$$m = \frac{1}{0.0702} = 14.25 \text{ kg}$$

III.5.1 Expression du travail massique minimum de compression.

Il s'agit dans ce cas d'une compression supposée isotherme et réversible.

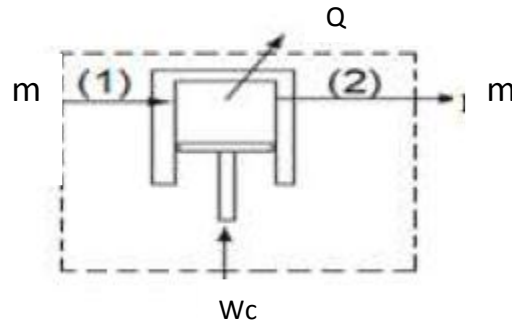


Figure (3.3) : Volume de contrôle constitué par le compresseur.

L'application du principe de conservation de l'énergie en régime permanent donne :

$$w_c + m h_1 = Q_r + m h_2 \tag{III.13}$$

Le second principe de la thermodynamique appliqué à ce système s'écrit :

$$m s_1 = m s_2 + \frac{Q_r}{T_1} \tag{III.14}$$

$$Q_r = T_1 m (s_1 - s_2) \tag{III.15}$$

Q_r Représente la quantité de chaleur récupérée par le fluide de refroidissement qui est généralement de l'eau. De ces deux équations il découle :

$$w_c + m h_1 = m T_1 (s_1 - s_2) + m h_2 \tag{III.16}$$

$$\frac{w_c}{m} + h_1 = T_1 (s_1 - s_2) + h_2 \tag{III.17}$$

Ou
$$w_c + h_1 = T_1 (s_1 - s_2) + h_2 \tag{III.18}$$

et :
$$w_c = (h_2 - h_1) - T_1 (s_2 - s_1) = (h_2 - T_1 s_2) - (h_1 - T_1 s_1) = e_{x2} - e_{x1} \tag{III.19}$$

Le travail consommé pour produire 1 kg de liquide :

$$w_L = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_f} = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}.y} = \frac{(h_2 - h_1) - T_1 (s_2 - s_1)}{y} = \frac{T_1 (s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)}{y} \tag{III.20}$$

Remarque :

Le terme $T_1 (s_1 - s_2)$ représente le rejet de chaleur lors de la compression du gaz.

En supposant que l'air se comporte comme un gaz parfait alors, le travail massique nécessaire pour effectuer la compression isotherme peut être déterminé à partir de l'expression suivante :

$$w = r T_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \tag{III.21}$$

AN:
$$w = 0,287 \times 293 \ln (200) = 430,33 \text{ kJ/kg}$$

Le travail isotherme pour comprimer la masse m d'air est alors :

$$W = m r T_1 \ln \frac{P_2}{P_1} \tag{III.22}$$

AN: $W=14.25 \times 0.287 \times 293 \ln(200) = 6349 \text{ KJ.}$

Ce travail dépend de la température T1 et du taux de compression $\frac{P_2}{P_1}$.

Le rendement isotherme η_{iso} compare le travail (ou la puissance \dot{w}_f) indiqué du compresseur, w_f , qui est un travail réellement fourni à 1 kg d'air, et le travail w_{iso} qui serait nécessaire dans le cas d'une compression isotherme.

$$\eta_{iso} = \frac{w_{iso}}{w_f} \quad (\text{III.23})$$

Le travail indiqué $W_{f \text{ est}}$:

$$W_f = \frac{W_{iso}}{\eta_{iso}} \quad (\text{III.24})$$

AN $W_f = \frac{6349}{0.7} = 9070 \text{ KJ.}$

Le travail effectif W_{eff} fourni à l'arbre du compresseur s'en déduit :

$$W_{eff} = \frac{W_f}{\eta_{mec}} \quad (\text{III.25})$$

AN $W_{eff} = \frac{9070}{0.9} = 10078 \text{ kJ}$

L'énergie électrique absorbée par le compresseur calculé avec le rendement électrique η_{el} est alors :

$$W_{el} = \frac{W_{eff}}{\eta_{el}} \quad (\text{III.26})$$

AN $W_{el} = \frac{10078}{0.95} = 10608 \text{ kJ}$

III.5.2 L'échangeur de chaleur :

Il s'agit d'un échangeur de chaleur à contre-courant où l'air comprimé à raison est refroidi par le refus de liquéfaction de masse ($m-m_L$)

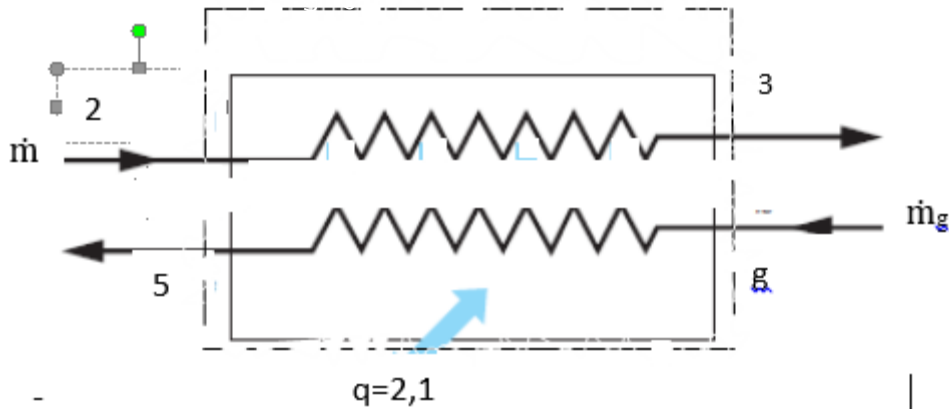


Figure (3.4) échangeur de chaleur à contre-courant.

Le bilan énergétique appliqué à ce volume de contrôle en régime permanent permet d'écrire :

$$mh_2 + m_g h_g + m q = mh_3 + m_g h_5 \tag{III.27}$$

Alors :

$$h_3 = \frac{mh_2 + m_g(h_g - h_5)}{m} + q = h_2 + \frac{m_g}{m}(h_g - h_5) + q \tag{III.28}$$

$$h_3 = h_2 + (1 - y)(h_g - h_5) + q \tag{III.29}$$

AN $h_3 = 383,2 + (1 - 0,07)(204,7 - 414,4) + 2,1 = 190,37$

$$h_3 = 190,37 \text{ [kJ/kg]}$$

La température à l'entrée du détendeur s'en déduit du diagramme (T, S) de l'air construit avec le logiciel EES.

$$T_3 = 172 \text{ K}$$

	1	2	3	4	L	g	5
\dot{m} [kg/s]	14,25	14,25	14,25	14,25	1	13,25	13,25
T [K]	293	293	172	81	81	81	288
h [kJ/kg]	419,4	383,2	190,37	190,37	0	204,7	414,4
S [kJ/kg.K]	3,86	2,224	1,365	2,385	0	2,565	3,842
ex [kJ/kg]	0	443	502	203	711	164	0,1861
Ex [MJ]	0	6,313	7,154	2,895	0,711	2,183	0,002

Tableau (3.1) les valeurs thermodynamiques pour les différents états du cycle.

III.5.3 Le séparateur :

Un séparateur de phase est un cryostat contenant un mélange de gaz et de liquide à l'équilibre. le liquide saturé est maintenu au fond du séparateur par gravité alors que la vapeur saturée se maintient au-dessus. Il est équipé d'une entrée de mélange, d'une sortie pour le liquide et d'une sortie pour le gaz.

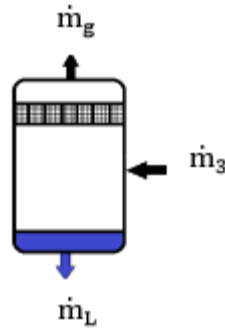


Figure (3.5) Schéma du séparateur de phase pour l'air.

Le fluide contenu dans le séparateur est mélange diphasique, sa masse à l'état 4 est :

$$m_4 = m_L + m_g \quad (\text{III.30})$$

AN: $m_4 = 1 + 13,25 = 14,25 \text{ kg.}$

Le bilan énergétique pour le séparateur s'établit comme suit :

$$m h_4 = m_L h_L + m_g h_g \quad (\text{III.31})$$

L'enthalpie est une grandeur extensive, l'enthalpie du mélange contenue dans le séparateur est égale à la somme de l'enthalpie de la fraction de liquide et de celle de la vapeur.

Et pour l'unité de masse :

$$h_4 = \frac{m_L}{m} h_L + \frac{m_g}{m} h_g \quad (\text{III.32})$$

$$h_4 = \frac{m_L}{m} h_L + \frac{m - m_L}{m} h_g \quad (\text{III.33})$$

$$h_4 = y h_L + (1 - y) h_g \quad (\text{III.34})$$

AN : $= 0,07(0,03 - 204,7) + 204,7$
 $h_4 = 190,37 \text{ kJ/kg}$

III.5.4 La vanne de détente :

Le principe de liquéfaction dans le cycle de Linde consiste à utiliser le refroidissement par détente de Joule-Thomson (lord kelvin) ou détente isenthalpique réalisée à travers une vanne qui est le composant le plus important du système. Ces vannes de détente sont enveloppées dans une canalisation calorifugée.



Figure (3.6) schéma d'une vanne de détente.

Le débit entrant est le même que le débit sortant, donc :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m} \quad (\text{III.35})$$

AN:

$$\dot{m}_3 = 14,25 \text{ kg/s}$$

Il s'agit d'une détente isenthalpique :

$$m h_3 = m h_4 \quad (\text{III.36})$$

AN :

$$h_3 = h_4 = 190,37 \text{ kJ/kg}$$

III.6 L'effet de l'efficacité de l'échangeur de chaleur sur la performance du système

L'efficacité de l'échangeur définie par le rapport de l'énergie thermique réellement échangé à l'énergie maximum théoriquement échangeable est :

$$\epsilon = \frac{\text{flux réel}}{\text{flux maximum}} \tag{III.37}$$

du 1^{er} principe de la conservation de l'énergie ; la variation de chaleur est l'équivalent de la variation de l'enthalpie à pression constante ($Q = \int dh + \int v dp$) donc :

$$\epsilon = \frac{(h_5 - h_g)}{(h_1 - h_g)} \tag{III.38}$$

Dans ce cas le refus de liquéfaction quitte l'échangeur de chaleur à l'état (5) dont la température est inférieure à celle de l'état (1).

$$\epsilon = \frac{C_{Pc}}{C_{Pmin}} \left(\frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) = \frac{C_{Pf}}{C_{Pmin}} \left(\frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \right) \tag{III.39}$$

$$T_{ce} = T_2 = T_1, \quad T_{fe} = T_g, \quad T_{fs} = T_5$$

$$\epsilon = \frac{\dot{m}_g C_{Pf} (T_5 - T_g)}{\dot{m}_g C_{Pf} (T_1 - T_g)} \tag{III.40}$$

AN:
$$\epsilon = \frac{288 - 82}{288 - 82} = 0,97$$

De (III.38) on aura:
$$h_5 = \epsilon (h_1 - h_g) + h_g \tag{III.41}$$

$$h_5 = \epsilon (h_1 - h_g) + h_g \tag{III.42}$$

Alors y peut se mettre sous la forme :

$$y = \frac{(h_1 - h_2 - q) - (1 - \epsilon)(h_1 - h_g)}{(h_1 - h_f) - (1 - \epsilon)(h_1 - h_g)} \tag{III.43}$$

Le tableau (3.2) donne différentes valeurs numériques de la fraction liquide y calculées en fonction de l'efficacité ϵ :

ϵ	h_1	h_2	h_f	h_g	q	y
0,8	419,4	383,2	0	204,7	2,1	-0,02348
0,8222	419,4	383,2	0	204,7	2,1	-0,01067
0,8444	419,4	383,2	0	204,7	2,1	0,001819
0,8667	419,4	383,2	0	204,7	2,1	0,01401
0,8889	419,4	383,2	0	204,7	2,1	0,0259
0,9111	419,4	383,2	0	204,7	2,1	0,03751
0,9333	419,4	383,2	0	204,7	2,1	0,04885
0,9767	419,4	383,2	0	204,7	2,1	0,07022
0,9778	419,4	383,2	0	204,7	2,1	0,07074
1	419,4	383,2	0	204,7	2,1	0,08131

Table (3.2) Evolution de la fraction de liquide y avec l'efficacité.

Le système de Linde requiert des échangeurs à efficacité relativement grandes. Selon le tableau (3.2) et la figure (3.6), le gaz ne peut se liquéfier pour une efficacité de l'échangeur inférieure à 0,84

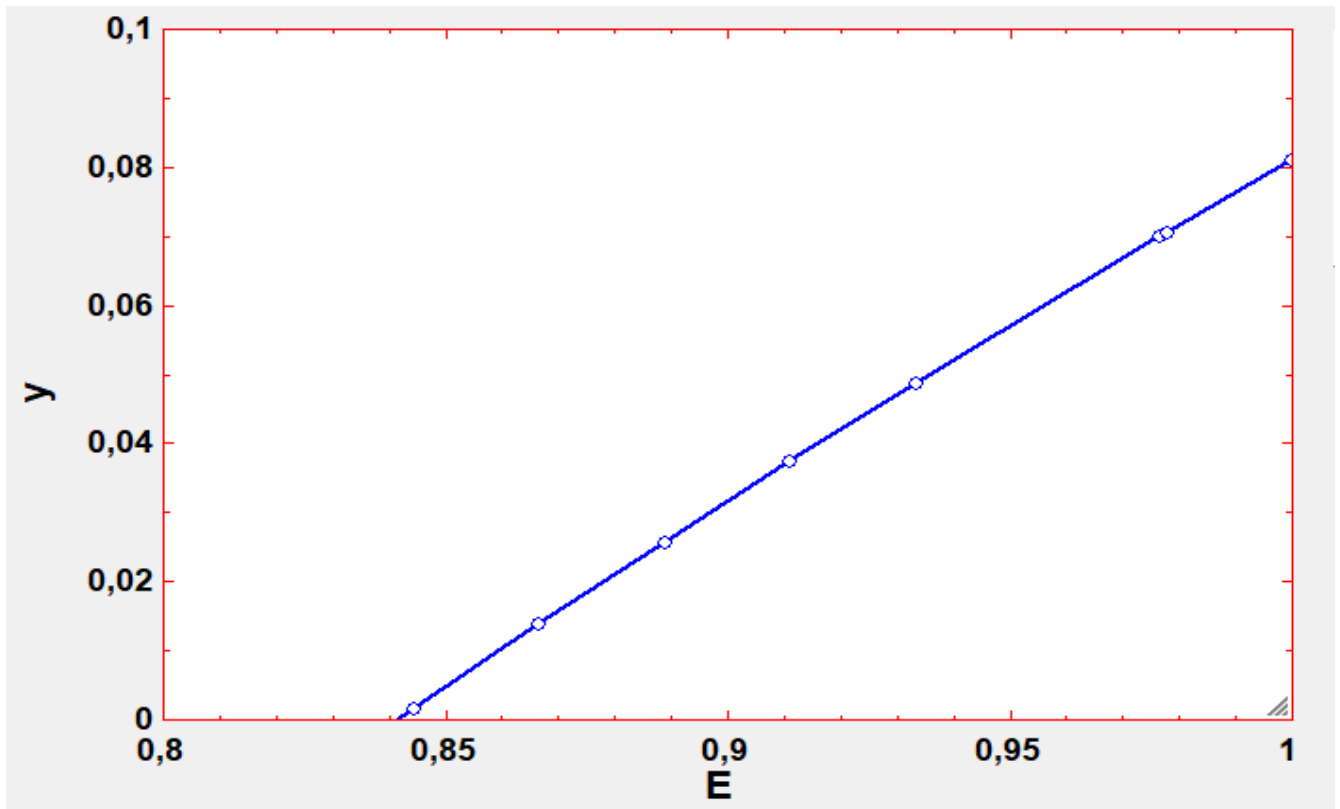


Figure (3.7) L'influence de l'efficacité sur la fraction du liquide y .

Aucune réduction appréciable de T_3 ne pourrait être obtenue en augmentant la taille de l'échangeur de chaleur qui a une efficacité dépassant 97%.

III.7 Variation de la fraction du gaz liquéfié y , et le rendement thermodynamique FOM en fonction de la température ambiante

Les valeurs des enthalpies h_1 , h_2 et d'entropie s_1 et s_2 varient avec la température de l'ambiance T_1 , ce qui implique la variation de la fraction du gaz liquéfié y , le rendement thermodynamique FOM, w_c , w_L et $w_{idéal}$.

h_1	h_2	h_5	s_1	s_2	T_1	y
359	298,7	355,3	3,636	1,9	233	0,1534
379,1	328,6	375	3,719	2,028	253	0,1181
399,1	356,4	394,5	3,795	2,135	273	0,09125
419,4	383,2	414,4	3,86	2,228	293	0,07022
439,5	408,3	433,8	3,933	2,312	313	0,05394
459,5	432,8	453,2	3,995	2,387	333	0,04038
469,8	445,8	463,4	4,025	2,425	343	0,03345

Tableau (3.4) Influence de la température ambiante sur la fraction du gaz liquéfié.

les figure (3.8) et(3.9) montrent qu'on obtient moins de liquide dans un environnement de hautes températures et le rendement thermodynamique FOM ainsi que la fraction du gaz liquéfié seraient plus importants dans les conditions de basses températures.

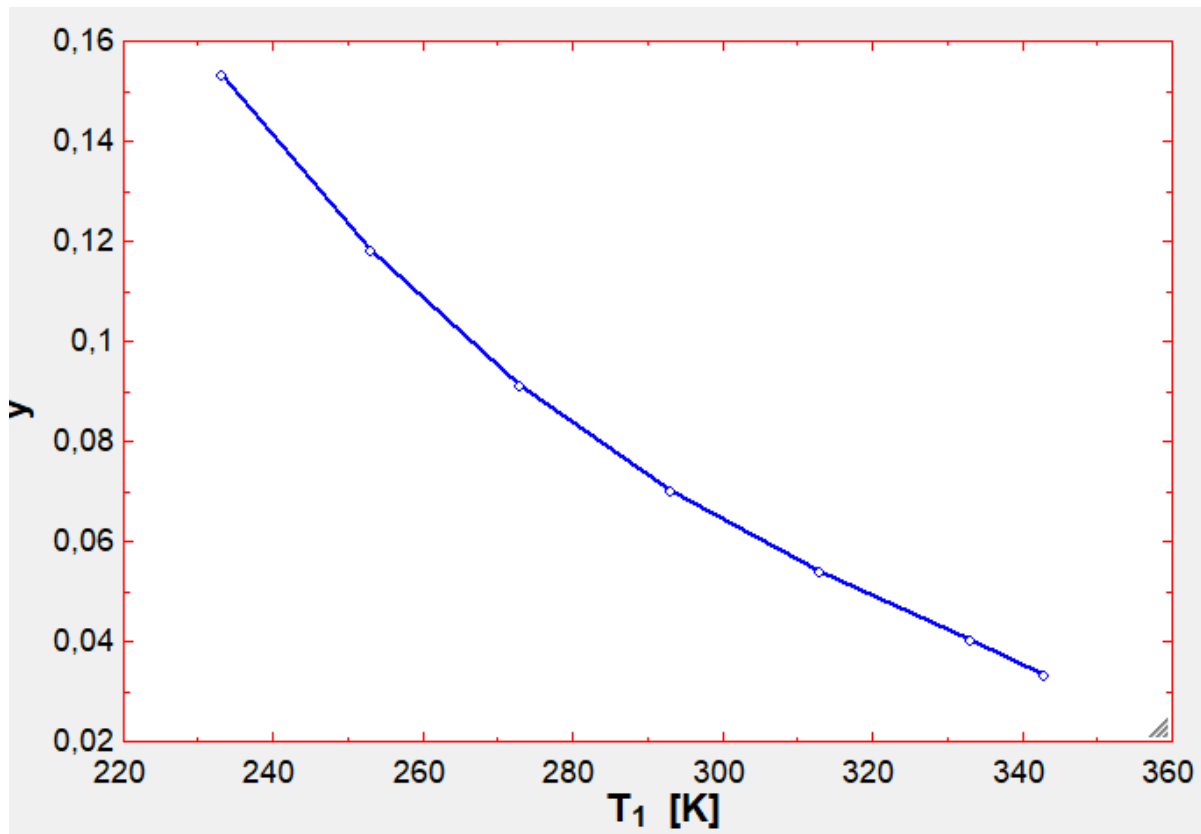


Figure (3.8) Influence de la température d'ambiance sur la fraction de de gaz liquéfié.

h_1	h_2	h_5	s_1	s_2	T_1	FOM	w_c	w_i	w_L	y
359	298,7	355,3	3,636	1,9	233	0,2417	448,3	706,3	2923	0,1534
379,1	328,6	375	3,719	2,028	253	0,1886	445	710,6	3767	0,1181
399,1	356,4	394,5	3,795	2,135	273	0,1466	443,7	712,8	4862	0,09125
419,4	383,2	414,4	3,86	2,228	293	0,1131	442	711,6	6294	0,07022
439,5	408,3	433,8	3,933	2,312	313	0,08666	443,8	712,9	8226	0,05394
459,5	432,8	453,2	3,995	2,387	333	0,0646	444,4	711	11007	0,04038
469,8	445,8	463,4	4,025	2,425	343	0,05336	444,8	709,5	13298	0,03345

Tableau (3.5) Influence de la température ambiante sur la fraction du gaz liquéfiée, le travail massique de compression et le rendement thermodynamique FOM.

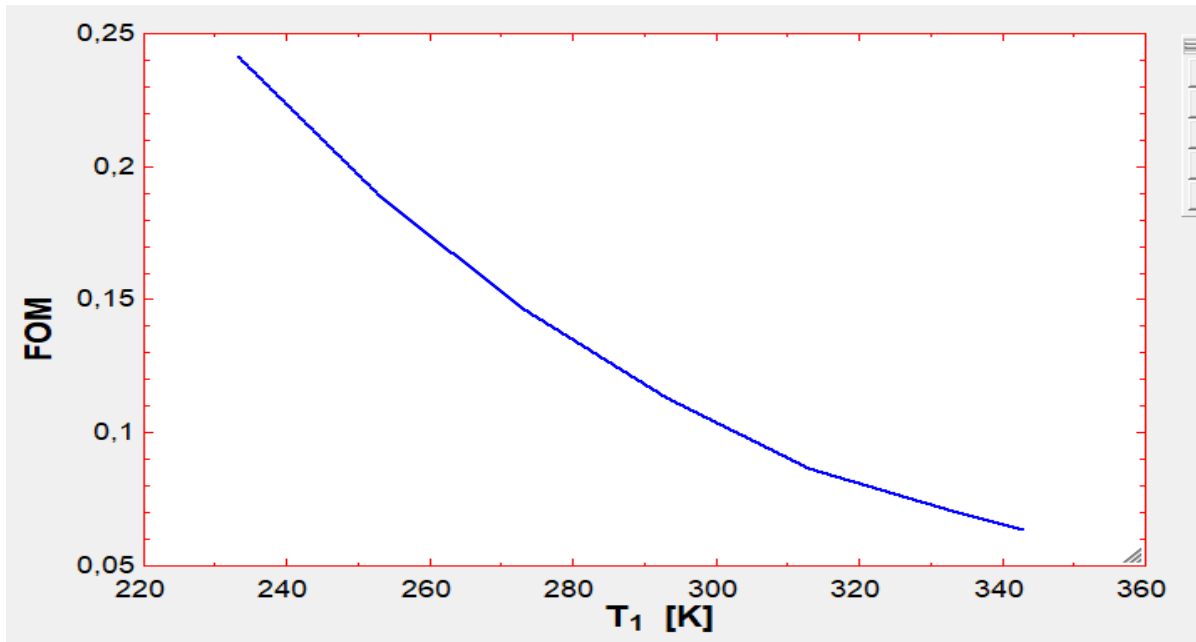
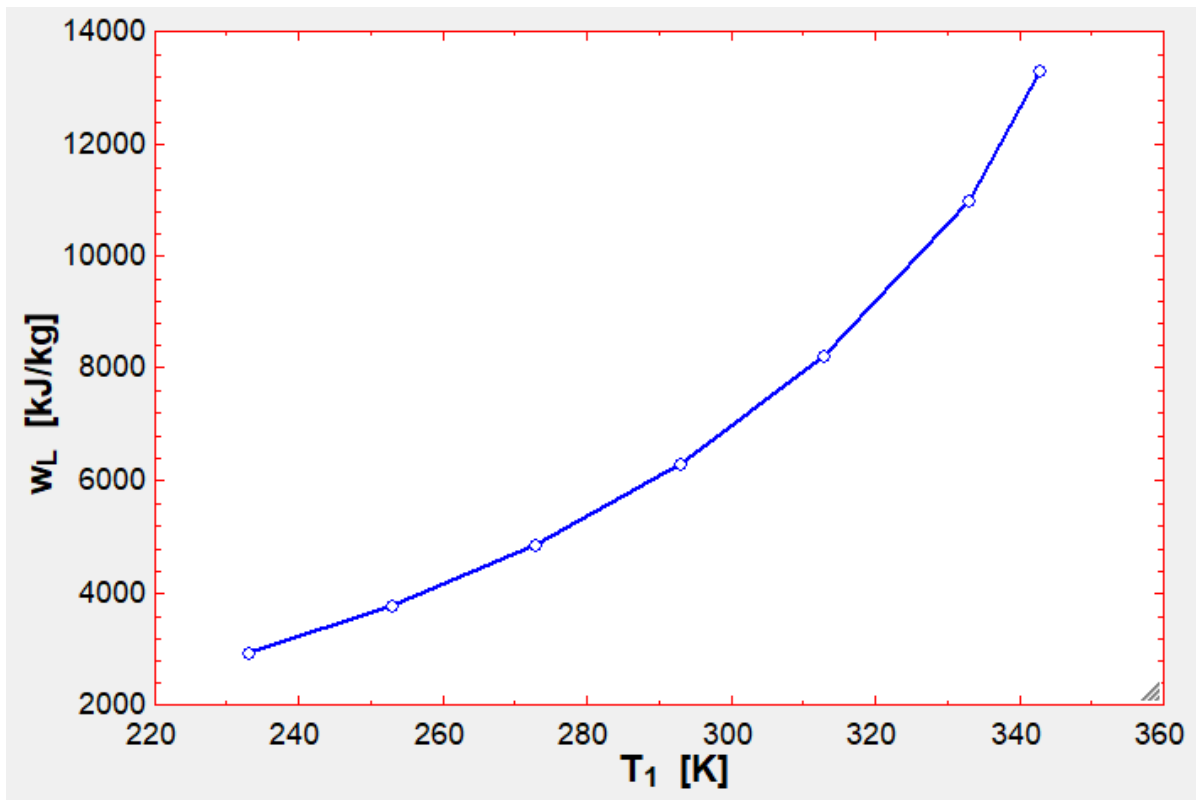


Figure (3.9) Evolution du rendement thermodynamique FOM avec la variation de la température ambiante

Les besoins de travail massique de compression augmentent sensiblement avec la température de l'air aspiré comme cela est indiqué par la figure (3.10).



(3.10) Travail nécessaire pour produire 1 kg de liquide en fonction de la température de l'entrée du compresseur

III.8 L'effet du taux de compression sur le travail de compression

Le travail de compression augmente d'une manière significative avec le taux de compression, Il y a donc à avoir un taux de compression le plus petit possible.

P_1 [kPa]	taux _{de,compress}	W_{iso} [kJ]	W_f [kJ]	W_{eff} [kJ]	W_{el} [kJ]	P_2 [kPa]
100	200	6349	9070	10078	10608	20000
500	40	4420	6315	7016	7386	20000
750	26,67	3935	5621	6245	6574	20000
1000	20	3590	5128	5698	5998	20000
1250	16	3322	4746	5274	5551	20000
1414	14,14	3175	4535	5039	5304	20000
2000	10	2759	3942	4380	4610	20000
3000	6,667	2273	3248	3608	3798	20000

Tableau (3.6) le travail de compression nécessaire en fonction du taux de compression

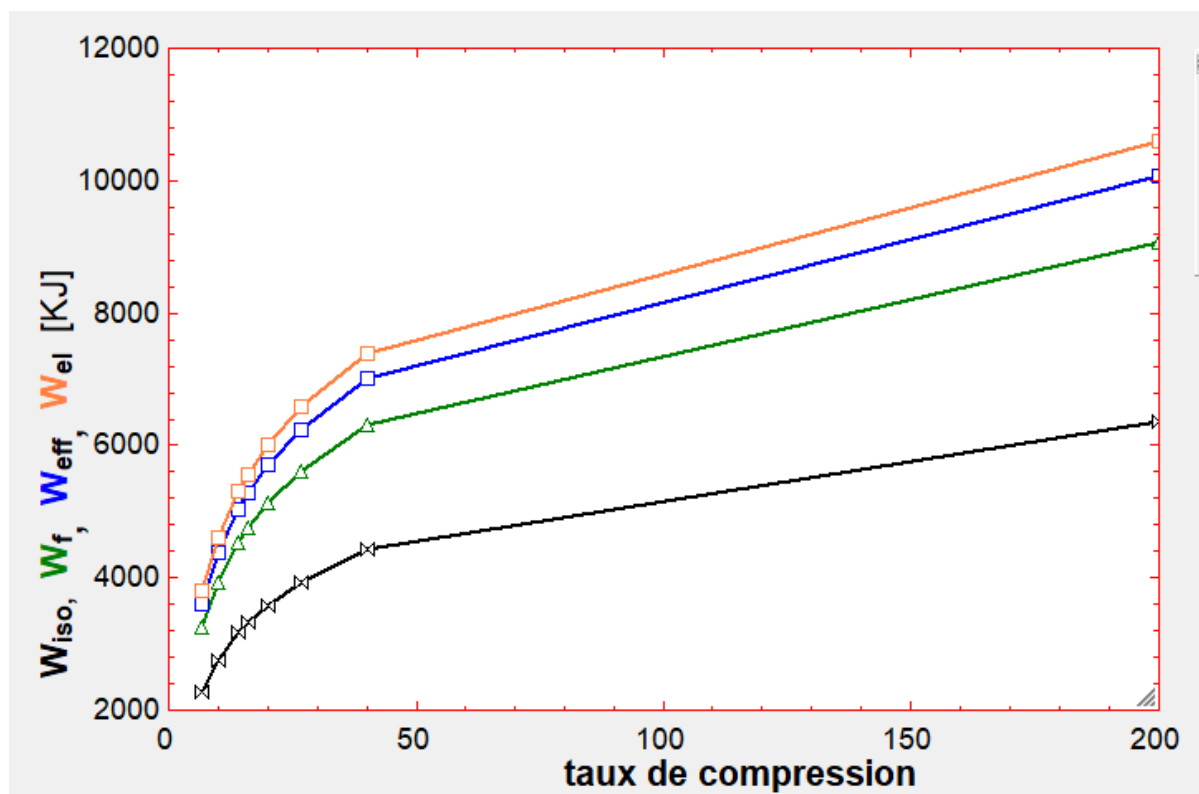


Figure (3.11) variation du travail de compression avec le le taux de compression

Ce-ci nous indique un potentiel important pour améliorer les performances du système en recourant à la compression multi-étagée pour diminuer le besoin de consommation de travail et augmentant ainsi le rendement exergetique global du système.

Notant que les besoins de travail diminuent aussi avec la diminution du débit massique de l'air aspiré selon (III.22).

III.9 Analyse exergetique

Les irréversibilités dans les différents composants du système sont calculées à partir des bilans exergetiques.

III.9.1 Le moteur électrique :

Les termes d'exergie dans cette partie sont les quantités de travail qui sont des exergies pures W_{el} , et W_{eff} , avec l'exergie à l'état 1 $E_{X1} = 0$

L'exergie détruite au niveau du moteur électrique $E_{xd M}$ est:

$$E_{xd M} = W_{el} - W_{eff} \quad (III.44)$$

AN; $E_{xd M} = 10608 - 10078 = 0,530 \text{ MJ}$

III.9.2 Compresseur

L'exergie de l'air sortant du compresseur à l'état 2 est E_{X2} , l'exergie détruite est égale à la différence entre le travail transmis à l'arbre du compresseur et le travail réversible de la compression donné par E_{X2}

Le bilan de l'exergie pour le compresseur se réduit à:

$$E_{xd C} = W_{eff} - E_{X2} \quad (III.45)$$

AN: $E_{xd C} = 10078 - 6.313 = 3.765 \text{ MJ}$

Remarque : l'exergie détruite au compresseur est constituée de l'exergie détruite $(E_{xd C})_{mec}$ à cause des frottements mécaniques et l'exergie détruite $(E_{xd C})_{int}$ suite aux fuites internes :

$$E_{xd C} = (E_{xd C})_{mec} + (E_{xd C})_{int} \quad (III.46)$$

$$(E_{xd C})_{mec} = W_{eff} - W_f \quad (III.47)$$

$$(E_{xd C})_{int} = W_f - E_{X2} \quad (III.48)$$

AN: $(E_{xd C})_{mec} = 10078 - 9070 = 1.008 \text{ MJ}$
 $(E_{xd C})_{int} = 9070 - 6.313 = 2.757 \text{ MJ}$

III.9.3 Échangeur de chaleur

E_{Xg} , E_{X2} et E_{Xq} sont les flux d'exergie entrants, E_{X5} et E_{X3} sont les flux d'exergie sortants, le bilan de l'exergie permet de calculer l'exergie détruite dans l'échangeur de chaleur comme suit :

$$E_{X2} + E_{Xq} + E_{Xg} = E_{X3} + E_{X5} + E_{Xd E} \quad (III.49)$$

$$E_{Xd E} = (E_{X2} - E_{X3}) - (E_{X5} - E_{Xg}) + E_{Xq} \quad (III.50)$$

$$\text{Avec} \quad E_{Xq} = \dot{m} \left(1 - \frac{T_0}{T_m}\right) q \quad (\text{III.51})$$

$$T_m = \frac{T_2 + T_3}{2} \quad (\text{III.52})$$

$$E_{Xq} = 14.20 \left(1 - \frac{293}{233.5}\right) 2.1 = -7.62 \text{ KJ}$$

$$\text{AN:} \quad E_{xdE} = (6313 - 7154) - (2 - 2200) - 7,62$$

$$E_{xdE} = 1,349 \text{ MJ.}$$

On démontre que la destruction d'exergie due au transfert de chaleur pour une différence finie de température est minimale si la différence de température dans l'échangeur récupérateur décroît vers le côté froid de l'appareil [19]

III.9.4 Vanne de détente

Le bilan exergétique pour la vanne de détente est :

$$E_{xdV} = E_{X3} - E_{X4} \quad (\text{III.53})$$

En remplaçant E_{X3} et E_{X4} par les valeurs du Tableau on obtient

$$\text{AN:} \quad E_{xdV} = 7,154 - 2,895 = 4,304 \text{ MJ}$$

$$E_{xdV} = 4,304 \text{ MJ}$$

Il a été démontré qu'à mesure, la température du flux d'entrée dans la vanne de détente s'approche de la température de saturation du mélange vapeur-liquide T_4 , la fraction liquide y augmente et l'irréversibilité diminue. [14]

Ce qui souligne la nécessité de réduire la température de l'état(3) à l'entrée de la vanne de détente pour s'approcher le plus possible de la température de liquéfaction T_4 .

III.10 Le séparateur

Le liquide est séparé de la vapeur à pression de vapeur saturante en utilisant les effets de la gravité dont l'évolution peut être considéré comme réversible

$$\text{AN:} \quad E_{XdS} = 0 \text{ MJ}$$

Les exergies de la phase liquide et vapeur, E_{XL} et E_{Xg} sont données par le Tableau (3.1), notons que $E_{XL} = 0.711 \text{ MJ}$ représente le flux d'exergie sortant du cycle.

III.11 Le rendement exergetique global du système

L'exergie permet de définir le rendement d'une installation, et de quantifier sa qualité thermodynamique : Le rendement exergetique noté ψ est le rapport entre le produit exergetique (l'exergie produite par le système) et la ressource exergetique (l'exergie disponible).

$$\psi = \frac{\text{produit(exergetique)}}{\text{ressource (exergetique)}} \quad (\text{III.54})$$

Il est toujours compris entre 0 et 1, et d'autant plus élevé que les irréversibilités sont faibles, les ressources exergetiques correspondent à la somme de toutes les exergies que l'on a dû fournir au cycle en provenance de l'extérieur.

$$\psi = \frac{\text{exergie produite}}{\text{exergie de source}} = \frac{E_{xL}}{w_{el}} \quad (\text{III.55})$$

AN:
$$\psi = \frac{0.711}{10.608} = 0.067$$

Le rendement exergetique du cycle peut également être exprimé comme :

$$\psi = \frac{\dot{W}_{\min}}{\dot{W}_{\text{réel}}} = \frac{\dot{m}_L [h_L - h_1 - T_1(s_L - s_1)]}{w_{el}} \quad (\text{III.56})$$

AN :
$$\psi = \frac{1[0 - 419,4 - 293(0 - 3,86)]}{10608} = 0,067$$

Ce rendement est très faible en raison de la destruction importante de l'exergie à travers les différents composants du système

Ce rendement pourrait aussi être amélioré en remplaçant la vanne de détente par une turbine car une détente dans une turbine entraîne généralement une température plus basse par rapport à une vanne de détente tout en produisant du travail, ce qui diminue la consommation totale de travail dans le cycle, mais la complexité et le coût supplémentaire associé à l'utilisation d'une turbine en tant que périphérique d'extension ne sont justifiés que dans les grands systèmes de liquéfaction [18]

III.12 Exergies détruite dans chaque composant du système considéré

Les valeurs des exergies à l'entrée et à la sortie ainsi que l'exergie détruite dans chaque composant du cycle de Linde étudié, sont représentés par le schéma de la figure (3.12)



Figure (3.12) représentation des flux exergétiques entrant, sortant et irréversibilités dans chaque composant du système.

III.13 Répartition des taux d'irréversibilité dans les différents composants du système de Linde

Les pourcentages de la destruction de l'exergie pour chaque composant sont illustrés par la figure (3.13).

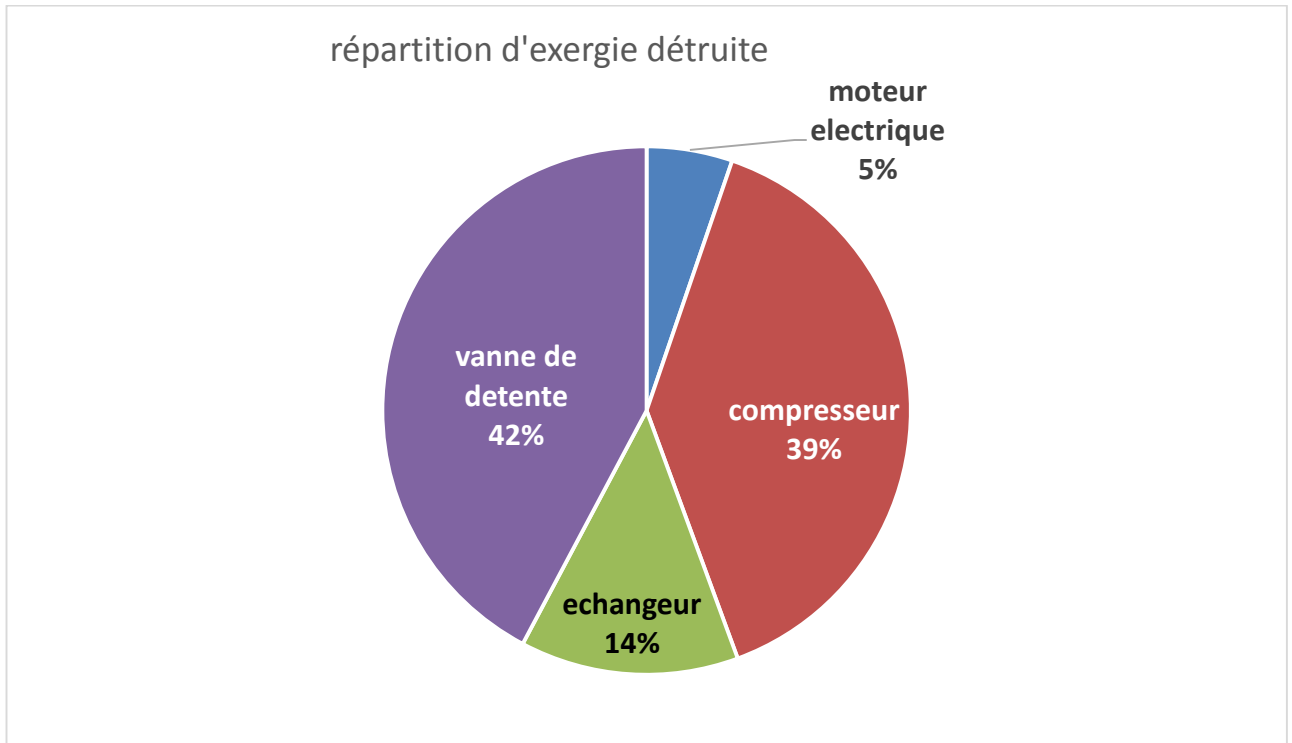


Figure (3.13) pourcentage des taux d'irréversibilité en chaque composant du système.

La figure (3.13) montre qu'il existe de grandes irréversibilités qui se produisent dans l'échangeur de chaleur, le compresseur, et la vanne de détente, le taux est plus important au niveau de ces deux derniers.

CONCLUSION GENERALE

L'amélioration d'un système de liquéfaction de Linde passe par l'augmentation de la fraction de gaz liquéfiée et la réduction de la l'énergie mécanique consommé on montre que la valeur maximum de la fraction de gaz liquéfiée est atteinte quand l'état du fluide moteur en fin de compresseur est situé sur la courbe d'inversion (l'enthalpie de fluide et alors maximal) en diagramme (T, P).

L'efficacité de l'échangeur joue un rôle important dans l'amélioration de cette fraction de gaz liquéfiée. Les calculs montrent qu'en dessous de la valeur 0,84 de celle-ci, le gaz ne peut être liquéfié. Il importe ainsi de veiller à l'entretien de ces composants (l'échangeur) et d'assurer une bonne isolation mécanique et thermique. Il apparait ainsi que cet élément s'avère être le plus délicat de l'installation.

La réduction de travail de compression passe par la réduction du taux de compression du compresseur ce qui conduit souvent à une compression multi-étagée.

Les pertes d'exergie est considérablement importante dans la vanne de détente, d'après Kotas la réduction de cette perte d'exergie pour s'effectuer avec un pré-refroidissement de fluide moteur.

L'analyse exergetique, résulte la combinaison du premier et du second principe de la thermodynamique renseigne sur la perte d'exergie dans chacun des composants, donc là où des améliorations peuvent être opérées

Sommaire

Introduction	1
I. GENERALITES SUR LE FROID ET LA NOTION DE LA CRYOGENIE	2
I.1 BREF HISTORIQUE DE LA PRODUCTION DE FROID :	3
I.2 INTRODUCTION:	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
I.3 APPLICATIONS INDUSTRIELLES DU FROID :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
I.4 PRODUCTION DE FROID :	6
I.5 DEFINITIONS CARACTERISTIQUES DU CYCLE FRIGORIFIQUE :	7
I.5.1 Coefficient de performance :	8
I.5.2 Rendement du cycle :	8
I.6 LES DIFFERENTS CYCLES DE PRODUCTION DU FROID :	8
I.6.1 Cycle de Carnot :	8
I.6.2 Cycle monotherme :	10
I.6.3 Cycle frigorifique ditherme :	10
I.6.4 Cycle à compression de vapeur avec changement de phase	12
I.7 COMPRESSION ETAGEE	14
I.7.1 Principe de refroidissement dans une compression bi étagée	14
I.7.2 Cycle dans le diagramme entropique	15
I.8 INTRODUCTION A LA CRYOGENIE :	16
I.9 PROPRIETES DES FLUIDES CRYOGENIQUES :	16
I.10 PRODUCTION DE BASSES TEMPERATURES :	17
I.10.1 Effet de Joule- Thomson :	17
I.10.2 Détente isentropique	19
I.10.3 La Courbe d'inversion	20
I.11 LES DIFFERENTS CYCLES DE LIQUEFACTION :	22
I.11.1 Liquéfaction à température ambiante	22
I.11.2 Cycle frigorifique en cascade :	22
I.11.3 Cycle de Brayton inversé :	23
I.11.4 Cycle de Claude :	24
I.11.5 Cycle de Joule-Thomson (cycle de Linde) :	25
I.12 MATERIAUX UTILISES DANS LE SYSTEME DE LINDE ET SES COMPOSANTS	25
I.12.1 Le compresseur :	26
I.12.2 L'échangeur de chaleur :	28
I.12.3 La vanne de détente	29
I.12.4 Le séparateur :	29
I.12.5 Travail de liquéfaction idéal dans le système de Linde :	30
I.12.6 Le rendement thermodynamique du système de Linde	31
I.13 STOCKAGE ET TRANSFERT DES FLUIDES CRYOGENIQUES:	32
I.13.1 Isolation des vases de stockage:	32
I.13.2 Les différents types d'isolants :	33
II. NOTIONS SUR L'EXERGIE	29
II.1 HISTORIQUE :	36
II.2 INTRODUCTION :	36
II.3 DEFINITION :	36
II.4 EXPRESSION DE L'EXERGIE ASSOCIEE A DIFFERENTS PORTEURS :	38
II.4.1 L'exergie associée à l'échange de travail mécanique :	38
II.4.2 Exergie associée à l'énergie thermique :	38

II.4.2.1	Exergie liée à flux de matière	39
II.4.3	L'exergie cinétique	39
II.4.4	L'exergie physique :	40
II.4.4.1	L'exergie chimique	40
II.5	EXERGIE D'UN SYSTEME FERME :	41
II.6	BILAN EXERGETIQUE :	42
II.6.1	Bilan d'exergie en système ouvert	42
II.6.2	Bilan exergetique d'un compresseur :	44
II.6.3	Bilan exergetique de l'échangeur de chaleur :	45
II.6.4	La vanne de détente :	45
II.7	RENDEMENT EXERGETIQUE :	46
II.8	LIMITES DE L'EXERGIE:	46
III.	APPLICATION NUMERIQUE ET ETUDE SYSTEME DE LINDE	47
III.1	POSITION DU PROBLEME :	48
III.2	DESCRIPTION DE SYSTEME SIMPLE DE LINDE ET SON PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	48
III.3	DONNEES:	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
III.4	ANALYSE ENERGETIQUE	50
III.5	EXPRESSION ET CALCUL DE LA FRACTION DE GAZ LIQUEFIE :	50
III.5.1	Expression du travail massique minimum de compression.	51
III.5.2	L'échangeur de chaleur:	53
III.5.3	Le séparateur :	54
III.5.4	La vanne de détente :	55
III.6	L'EFFET DE L'EFFICACITE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR SUR LA PERFORMANCE DU SYSTEME	56
III.7	VARIATION DE LA FRACTION DU GAZ LIQUEFIE Y, ET LE RENDEMENT THERMODYNAMIQUE FOM EN FONCTION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE	58
III.8	L'EFFET DU TAUX DE COMPRESSION SUR LE TRAVAIL DE COMPRESSION	61
III.9	ANALYSE EXERGETIQUE.....	62
III.9.1	Le moteur électrique :	62
III.9.2	Compresseur	62
III.9.3	Échangeur de chaleur	62
III.9.4	Vanne de détente	63
III.10	LE SEPARATEUR.....	63
III.11	LE RENDEMENT EXERGETIQUE GLOBAL DU SYSTEME	64
III.12	EXERGIES DETRUITE DANS CHAQUE COMPOSANT DU SYSTEME CONSIDERE	65
III.13	REPARTITION DES TAUX D'IRREVERSIBILITE DANS LES DIFFERENTS COMPOSANTS DU SYSTEME DE LINDE	66
Conclusion	67

IV. Sommaire

I.	GENERALITES SUR LE FROID ET LA NOTION DE LA CRYOGENIE	2
I.1	BREF HISTORIQUE DE LA PRODUCTION DE FROID : [1] [2].....	3
I.2	INTRODUCTION:	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
I.3	APPLICATIONS INDUSTRIELLES DU FROID :	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
I.4	PRODUCTION DE FROID : [3].....	6
I.5	DEFINITIONS CARACTERISTIQUES DU CYCLE FRIGORIFIQUE :	7
I.5.1	<i>Coefficient de performance</i> :	8
I.5.2	<i>Rendement du cycle</i> :	8
I.6	LES DIFFERENTS CYCLES DE PRODUCTION DU FROID :	8
I.6.1	<i>Cycle de Carnot</i> :	8
I.6.2	<i>Cycle monotherme</i> :	10
I.6.3	<i>Cycle frigorifique ditherme</i> :	10
I.6.4	<i>Cycle à compression de vapeur avec changement de phase [3]</i>	12
I.7	COMPRESSION ETAGEE	14
I.7.1	<i>Principe de refroidissement dans une compression bi étagée [4]</i>	14
I.7.2	<i>Cycle dans le diagramme entropique</i>	15
I.8	INTRODUCTION A LA CRYOGENIE : [5].....	16
I.9	PROPRIETES DES FLUIDES CRYOGENIQUES :	16
I.10	PRODUCTION DE BASSES TEMPERATURES :	17
I.10.1	<i>Effet de Joule- Thomson</i> : [8]	17
I.10.2	<i>Détente isentropique</i>	19
I.10.3	<i>La Courbe d'inversion</i>	20
I.11	LES DIFFERENTS CYCLES DE LIQUEFACTION :	22
I.11.1	<i>Liquéfaction à température ambiante [5]</i>	22
I.11.2	<i>Cycle frigorifique en cascade</i> :	22
I.11.3	<i>Cycle de Brayton inversé</i> :	23
I.11.4	<i>Cycle de Claude</i> :	24
I.11.5	<i>Cycle de Joule-Thomson (cycle de Linde)</i> :	25
I.12	MATERIAUX UTILISES DANS LE SYSTEME DE LINDE ET SES COMPOSANTS	25
I.12.1	<i>Le compresseur</i> :	26
I.12.2	<i>L'échangeur de chaleur</i> :	28
I.12.3	<i>La vanne de détente</i>	29
I.12.4	<i>Le séparateur</i> :	29
I.12.5	<i>Travail de liquéfaction idéal dans le système de Linde : [8]</i>	30
I.12.6	<i>Le rendement thermodynamique du système de Linde</i>	31
I.13	STOCKAGE ET TRANSFERT DES FLUIDES CRYOGENIQUES:	32
I.13.1	<i>Isolation des vases de stockage: [9]</i>	32
I.13.2	<i>Les différents types d'isolants</i> :	33
II.	NOTIONS SUR L'EXERGIE	29
II.1	HISTORIQUE : [11].....	36
II.2	INTRODUCTION : [12].....	36
II.3	DEFINITION : [13].....	36
II.4	EXPRESSION DE L'EXERGIE ASSOCIEE A DIFFERENTS PORTEURS :	38
II.4.1	<i>L'exergie associée à l'échange de travail mécanique</i> :	38
II.4.2	<i>Exergie associée à l'énergie thermique</i> :	38

II.4.2.1	Exergie liée à flux de matière	39
II.4.3	L'exergie cinétique	39
II.4.4	L'exergie physique :	40
II.4.4.1	L'exergie chimique	40
II.5	EXERGIE D'UN SYSTEME FERME :	41
II.6	BILAN EXERGETIQUE :	42
II.6.1	Bilan d'exergie en système ouvert	42
II.6.2	Bilan exergetique d'un compresseur :	44
II.6.3	Bilan exergetique de l'échangeur de chaleur :	45
II.6.4	La vanne de détente :	45
II.7	RENDEMENT EXERGETIQUE :	46
II.8	LIMITES DE L'EXERGIE:	46
III.	APPLICATION NUMERIQUE ET ETUDE SYSTEME DE LINDE	47
III.1	POSITION DU PROBLEME :	48
III.2	DESCRIPTION DE SYSTEME SIMPLE DE LINDE ET SON PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT	48
III.3	DONNEES:	ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.
III.4	ANALYSE ENERGETIQUE	50
III.5	EXPRESSION ET CALCUL DE LA FRACTION DE GAZ LIQUEFIE :	50
III.5.1	Expression du travail massique minimum de compression.	51
III.5.2	L'échangeur de chaleur:	53
III.5.3	Le séparateur :	54
III.5.4	La vanne de détente :	55
III.6	L'EFFET DE L'EFFICACITE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR SUR LA PERFORMANCE DU SYSTEME	56
III.7	VARIATION DE LA FRACTION DU GAZ LIQUEFIE Y, ET LE RENDEMENT THERMODYNAMIQUE FOM EN FONCTION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE	58
III.8	L'EFFET DU TAUX DE COMPRESSION SUR LE TRAVAIL DE COMPRESSION	61
III.9	ANALYSE EXERGETIQUE.....	62
III.9.1	Le moteur électrique :	62
III.9.2	Compresseur	62
III.9.3	Échangeur de chaleur	62
III.9.4	Vanne de détente	63
III.10	LE SEPARATEUR.....	63
III.11	LE RENDEMENT EXERGETIQUE GLOBAL DU SYSTEME	64
III.12	EXERGIES DETRUITE DANS CHAQUE COMPOSANT DU SYSTEME CONSIDERE.....	65
III.13	REPARTITION DES TAUX D'IRREVERSIBILITE DANS LES DIFFERENTS COMPOSANTS DU SYSTEME DE LINDE.....	66

IV.1 Annexes

Engineering Equation Solver

© 1992-2017 S.A. Klein

Demonstration Version 10.269D Expires: 2018-09-01

**10: Demonstration version for evaluation purposes
This demonstration version is limited to 50 equations
The Save and Edit commands are disabled**

 Continue



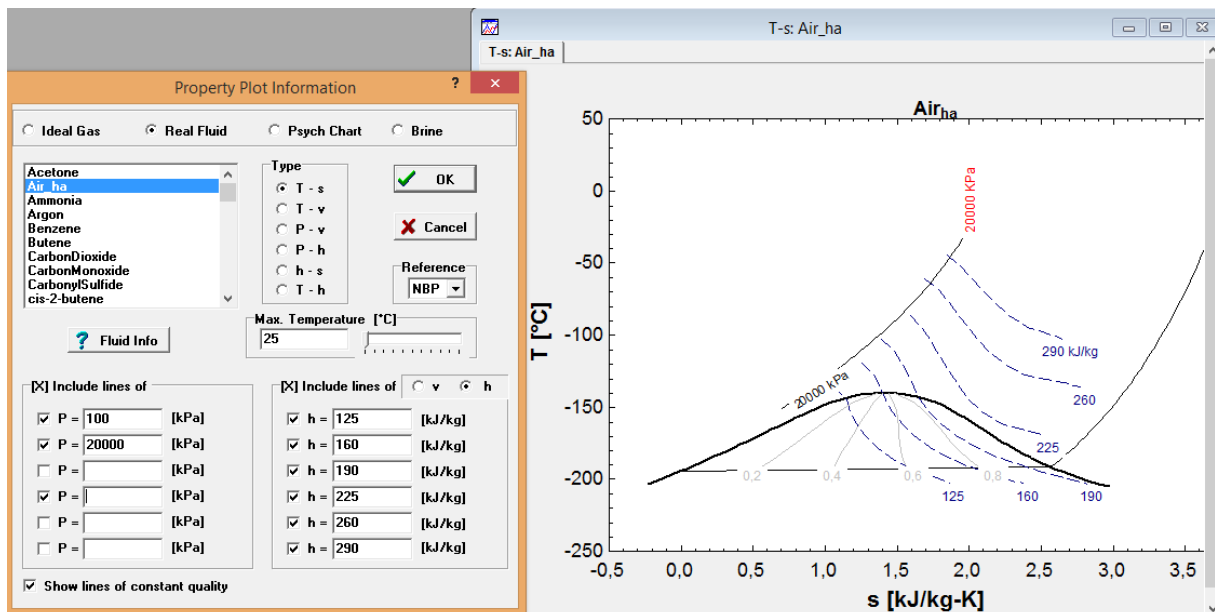
User: Hocine/DESKTOP-KIECM01 (1)

Windows NT 10.0 (Build 0)

F-Chart Software

eMail: info@fChart.com

web: www.fChart.com



\$Reference

The \$REFERENCE directive allows the default reference state for a specified fluid to be changed. The format for this directive is

\$REFERENCE Fluid ReferenceID

where

Fluid is the name of the fluid, e.g., R134a.

ReferenceID is one of the following:

DFT - the reference is reset to the **default** value. See the [fluid property information](#) for the specified fluid to determine the default reference state

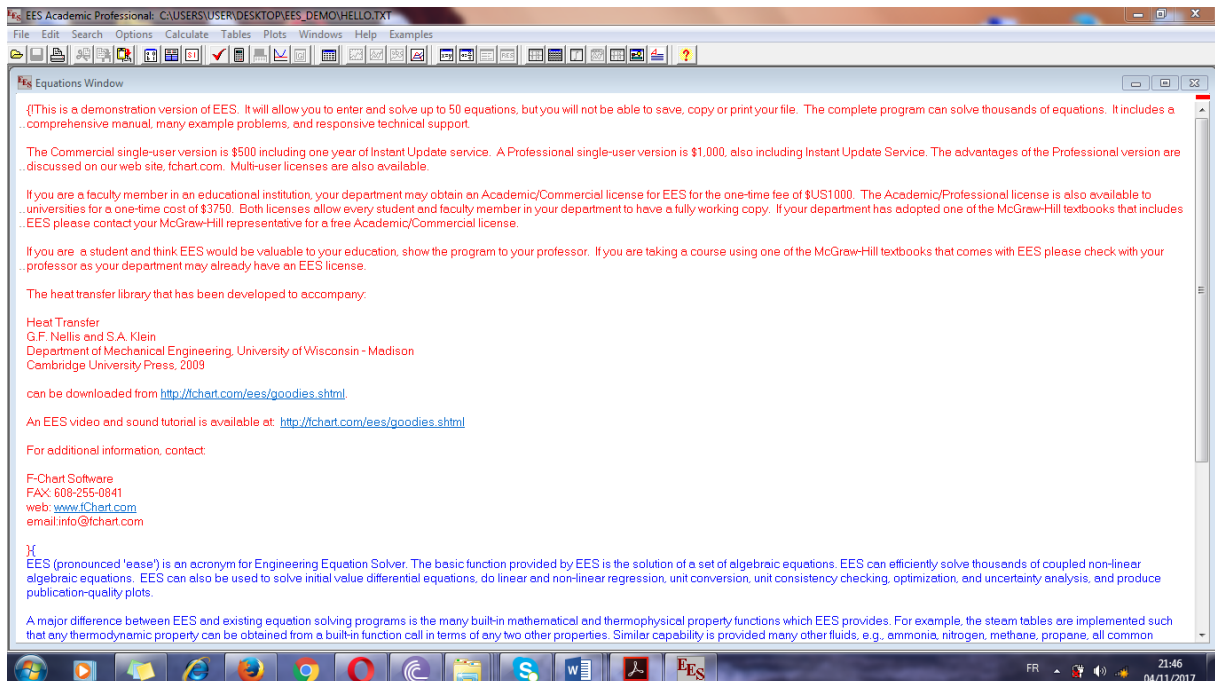
NBP - the values of specific enthalpy and specific entropy are each set to 0 for saturated liquid at the **normal boiling point**. Note that this option is not applicable to fluids for which the critical pressure is less than one atmosphere. In this case, the reference will be reset to the default value.

ASH - the values of specific enthalpy and specific entropy are each set to 0 for saturated liquid at -40°C (-40°F). This is the **ASHRAE** standard reference. Note that this option is not applicable to fluids for which the critical temperature is less than -40°C . In this case, the reference will be reset to the default value.

IIR - the value of specific enthalpy is set to 200 kJ/kg and the value of specific entropy is set to 1.0 kJ/kg-K for saturated liquid at 0°C (273.15 K). This is the standard reference state for the **International Institute of Refrigeration**. Note that this option is not applicable to fluids for which the critical temperature is less than 0°C . In this case, the reference will be reset to the default value.

The \$Reference directive can not be placed in a [Function](#), [Procedure](#), [Subprogram](#) or [Module](#).

See also: [Property Plots](#), [Directives](#)



Bibliographie :

- [1] *Aperçu sur l'Histoire de la Production du Froid* INSTITUT INTERNATIONAL DU FROID Organisation intergouvernementale pour le développement du froid.
- [2] Encyclopedie de l'energie article 74 dec.2015
- [3] [21] *Olivier PERROT. I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque COURS DE MACHINES FRIGORIFIQUES Departemen tGenie Thermique et énergie 2010-2011*
- [4] *Les Bases du Froid Francis Cabeza -2013*
- [5] *Prof. Milind D. Atrey* department of mechanical engineering. HT Bombay BE 8 097 – 2. 14/09/2008
- [6] *Michel FEIDT Ingénieur physicien de l'Institut national des sciences appliquées de Lyon* Production de froid et revalorisation de la chaleur : machines cryogéniques- BE 8 097 – 2. 14/09/2008
- [7] E. Rouland *Les Échangeurs Thermiques.* Arrelistechnologies. Université de rouen. GSI-M1 -2011-2012
- [8] Réfrigération & Liquéfaction université of Madison Wisconsin.
- [9] *Jean-Claude BOISSIN, Guy GISTAU, Bernard HÉBRAL, Pierre PELLOUX-GERVAIS, Alain RAVEX, Peter SEYFERT. Date de publication : 10 nov. 1993*
- [10] *G. Antonini, J.P. Pain Les isolants thermiques aux basses températures*
- [11] *R. BENELMIR –A. LALLEMAND* Analyse exergetique -Techniques de l'Ingénieur-BE 8 015 - 1.12/09/2008
- [12] *M D Atrey* cryogenic engineering-Prof., Department of Mechanical Engineering, IIT Bombay.
- [13] L.Jaques .SMF se décidera-t-on à enseigner l'exergie, auteur 2.0.14 | 2011
- [14] *Georges HEYEN* Analyse exergetique des systemes industriels Maître de conférence universite de liege. Edition 2000
- [15] *Cours Thermodynamique*-Université de M. Mammeri TiziOuzou
- [16] *Riad BENELMIR et André LALLEMAND (Analyse exergetique-par)* BE 8 015 – 12/09/2008

[17] Kotas1985The exergy Method of Thermal Plant Analysis Chapter 4 Exergyanalysis of simple processes .page 114- -

[18] ZERBOUT et BOUGUERIDA mémoire *Etude d'un système de réfrigération simple de Linde Dirigé par : Mr : A.HAMDAD*

[19] Kamran Taheri, Rainer Gadow Industrial compressed air system analysis: Exergy and thermoeconomicanalys Technology. –CIRPJ 418 No. of Pages 8 Journal of Manufacturing Science and Technology (2017)

[20] Michel FEIDT Production de froid et revalorisation De la chaleur : machines cryogéniques *Ingénieur physicien de l'Institut national des sciences appliquées de Lyon* BE 8 097 – 2. 14/09/2008