République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

BADJI MOKHTAR ANNABA-UNIVERSITY

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA

جامعة باجي مختار عنابة

FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIORAT

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

PRESENTE EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLOME DE MASTER

INTITULE

Etude exergétique d'une machine frigorifique

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIE

FILIERE : MASTER

SPECIALITE : ENERGETIQUE

PRESENTE PAR : AYAT DAJALILA

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Pr. SARI MOHAMED RAFIK

DEVANT LE JURY

PRESIDENT : Pr. MERZOUG. B **UBM-Annaba**

EXAMINATEURS : Dr. HAOUAM. A **UBM-Annaba**

Dr. MECHIGHEL. F **UBM-Annaba**

Année : 2017/2018

Remerciements

Je remercie avant tout, Allah qui m’a éclairer la bonne voie et m’a aider à la parcourir.

Mes plus sincères remerciements vont également à mon encadreur Monsieur le Professeur SARI. MOHAMED RAFIK pour la qualité de son encadrement et ses encouragements qui ont été indispensables pour garder le moral dans les moments les plus compliqués, pour ses brillantes intuitions et pour l’optimisme qu’il a su me transmettre.

Je tiens également à remercier Monsieur MERZOUG. BACHIR pour avoir accepté d’évaluer ce travail, et qui nous fait l’honneur d’accepter la présidence du jury.

Mes vifs remerciements vont aussi à Monsieur HAOUAM. ABDALLAH et Monsieur MECHIGHEL. FARID, pour avoir accepté d’examiner ce travail et de prendre part au jury.

Enfin, à tous ceux et celles qui de près ou de loin ont contribué à la réalisation de ce travail, Je vous dis merci.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

Cher papa qui était compagnon dans ma vie et chère mère la chose la plus précieuse que je possède. Je leur remercie vivement pour leur soutien et leur Encouragement durant toute ma carrière d'étude,

Mes sœurs,

Toute ma grande famille,

Toute mes amies et mes proches.

Tous les étudiants de Génie Mécanique.

Tous ceux qui m'ont aidé de loin ou de prés durant les moments difficiles.

Toute personne qui m'aime et je l'aime.

Sommaire

Nomenclature. i
Liste des tableaux. iii
Liste des figures iv
Introduction générale. 1

CHAPITRE I : Généralité sur les machines frigorifiques

I.1. Introduction. 3
I.2. Historique. 3
I.3. Définition d'une machine frigorifique. 5
I.4. Classification des machines frigorifiques. 5
I.4.1. Classification par source d'énergie absorbée. 5
I.4.1.1. Systèmes frigorifiques consommant de l'énergie mécanique. 5
I.4.1.2. Systèmes frigorifiques consommant de l'énergie calorifique. 6
I.4.2. Classification selon le mode de fonctionnement. 6
I.4.2.1. Les phénomènes de transfert thermique. 6
I.4.2.2. Différents types de machine utilisant la vaporisation d'un frigorigène. 7
I.5. Etude thermodynamique. 10
I.6. Cycle frigorifique. 11
I.7. Les fluides frigorigènes. 16
I.7.1. Définition. 16
I.7.2. Rappel historique. 16
I.7.3. Classification des fluides frigorigène. 16
I.7.4. Domaines d'application. 18
I.7.5. Les caractéristiques physiques du fluide frigorigène parfait. 19
I.7.6. Les gaz fluores et l'environnement. 19
I.7.7. Critères de choix d'un fluide frigorigène. 20
I.8. Détermination du coefficient de performance COP. 22
I.9. Le coefficient de performance de Carnot (COP_C). 22

I.10. L'efficacité de système (η). 22
I.11. Conclusions. 22

CHAPITRE II : Description des approches énergétiques et exergétiques.

II.1. Introduction. 23
II.2. Approche énergétique. 23
II.2.1. Notion d'énergie. 23
II.2.1.1. Energie ordonnée. 23
II.2.1.2. Energie désordonnée. 24
II.2.2. Bilan énergétique. 24
II.2.2.1. Efficacité. 26
II.2.2.2. Efficacité d'un système. 27
II.2.2.3. Installation motrice. 27
II.3. Approche exergétique. 28
II.3.1. Historique et définition. 28
II.3.2. Bilan exergétique. 28
II.3.2.1. Terminologie et symbolisme. 31
II.3.2.2. Coenthalpie. 31
II.3.2.2.a. Définition. 31
II.3.2.3. Expression générale. 32
II.3.3. Perte exergétique. 33
II.3.3.1. Définition. 33
II.3.3.2. Dissipation. 33
II.3.4. Rendement exergétique. 36
II.3.4.1. Définition. 36
II.4. Conclusion. 36

CHAPITRE III : Etude exergétique d'une installation frigorifique

III.1. Introduction. 37

III.2. Description de l'installation frigorifique objet d'étude. 37
III.2.1. Schéma de principe de l'installation frigorifique étudie. 37
III.2.2. Principe de fonctionnement. 38
III.3. Analyse exergétique des principaux composants de l'installation frigorifique 39
III.3.1. Analyse exergétique du compresseur CB. 39
III.3.1.1. Bilan exergétique du compresseur CB. 40
III.3.1.1.a. La perte exergétique dans le compresseur CB. 41
III.3.1.1.b. Le rendement exergétique du compresseur CB. 41
III.3.2. Analyse exergétique du refroidisseur. 41
III.3.2.1. Bilan exergétique du refroidisseur. 42
III.3.2.1.a. La perte exergétique dans le refroidisseur. 43
III.3.2.1.b. Le rendement exergétique du refroidisseur. 43
III.3.3. Analyse exergétique du compresseur CH. 43
III.3.3.1. Bilan exergétique du compresseur CH. 44
III.3.3.1.a. La perte exergétique dans le compresseur CH. 44
III.3.3.1.b. Le rendement exergétique du compresseur CH. 44
III.3.4. Analyse exergétique du condenseur. 45
III.3.4.1. Bilan exergétique du condenseur. 45
III.3.4.1.a. La perte exergétique dans le condenseur. 46
III.3.4.1.b. Le rendement exergétique du condenseur. 46
III.3.5. Analyse exergétique du détendeur DH. 46
III.3.5.1. Bilan exergétique du détendeur DH. 47
III.3.5.1.a. Le rendement exergétique du détendeur DH. 48
III.3.6. Analyse exergétique du séparateur. 48
III.3.6.1. Bilan exergétique du séparateur. 49
III.3.6.1.a. La perte exergétique du séparateur. 49
III.3.6.1.b. Le rendement exergétique du séparateur. 49
III.3.7. Analyse exergétique du détendeur DB. 50
III.3.7.1. Bilan exergétique du détendeur DB. 50
III.3.7.1.a. Le rendement exergétique du détendeur DB. 51
III.3.8. Analyse exergétique d'un évaporateur placé dans une chambre froide. 51
III.3.8.1. Bilan exergétique d'évaporateur placé dans une chambre froide. 52
III.3.8.1.a. Exergie-chaleur. 52
III.3.8.1.b. La perte exergétique dans l'évaporateur placé dans une chambre froide. 53

III.3.8.1.c. Le rendement exergétique d'évaporateur placé dans une chambre froide. 53
III.3.9. Efficacité de réfrigérateur. 54
III.3.10. La perte totale $\dot{L}_t$ dans l'installation. 54
III.3.10.1. Contribution de la perte dans le compresseur CB. 54
III.3.10.2. Contribution de la perte dans le compresseur refroidisseur R. 54
III.3.10.3. Contribution de la perte dans le compresseur CH. 54
III.3.10.4. Contribution de la perte dans le condenseur Cd. 54
III.3.10.5. Contribution de la perte dans le séparateur S. 55
III.3.10.6. Contribution de la perte dans l'évaporateur. 55
III.3.11. Le rendement exergétique totale d'installation frigorifique. 55
III.4. Application de l'analyse exergétique sur l'installation frigorifique. 55
III.4.1. Propriétés thermodynamiques des points figuratifs. 56
III.4.2. Diagramme (P-h). 57
III.4.3. Bilan exergétique du compresseur CB. 57
III.4.3.a. La perte exergétique dans le compresseur CB. 58
III.4.3.b. Le rendement exergétique du compresseur CB. 58
III.4.4. Bilan exergétique du refroidisseur. 58
III.4.4.a. La perte exergétique dans le refroidisseur. 59
III.4.4.b. Le rendement exergétique du refroidisseur. 60
III.4.5. Bilan exergétique du compresseur CH. 60
III.4.5.a. La perte exergétique dans le compresseur CH. 60
III.4.5.b. Le rendement exergétique du compresseur CH. 61
III.4.6. Bilan exergétique du condenseur. 61
III.4.6.a. La perte exergétique dans le condenseur. 62
III.4.6.b. Le rendement exergétique du condenseur. 62
III.4.7. Bilan exergétique du détendeur DH. 62
III.4.7.a. Le rendement exergétique du détendeur DH. 63
III.4.8. Bilan exergétique du séparateur. 63
III.4.8.a. La perte exergétique dans le séparateur. 64
III.4.8.b. Le rendement exergétique du séparateur. 64
III.4.9. Bilan exergétique du détendeur DB. 64
III.4.9.a. Le rendement exergétique du détendeur DB. 65
III.4.10. Bilan exergétique d'évaporateur. 65
III.4.10.a. Exergie-chaleur. 66

III.4.10.b. La perte exergétique dans l'évaporateur. 67
III.4.10.c. Le rendement exergétique d'évaporateur. 67
III.4.11. Efficacité de réfrigération. 68
III.4.12. La perte totale $\dot{L}_t$ dans l'installation. 68
III.4.12.1. Contribution de la perte dans le compresseur CB. 68
III.4.12.2. Contribution de la perte dans le compresseur refroidisseur R. 68
III.4.12.3. Contribution de la perte dans le compresseur CH. 68
III.4.12.4. Contribution de la perte dans le condenseur Cd. 68
III.4.12.5. Contribution de la perte dans le séparateur S. 68
III.4.12.6. Contribution de la perte dans l'évaporateur. 69
III.4.13. Le rendement exergétique totale d'installation frigorifique. 69
III.4.14. Tableau récapitulatif de l'ensemble des calculs. 69
III.4.15. Interprétation des résultats. 70
III.4.16. Conclusion. 70
Conclusion générale. 71
Références Bibliographiques. 72

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
C	Chaleur spécifique de l'ammoniac liquide	[KJ /(K Kg)]
C_P	Puissance énergétique consommée par l'installation	[KW]
$\dot{E}^{-}$	Puissance-travail donnée par le système	[KW]
$\dot{E}_A^{+}$	Puissance électrique consommée par la pompe de circulation de réseaux de refroidisseur	[KW]
$\dot{E}_{CB}^{+}$	Puissance électrique du moteur de compresseur basse pression	[KW]
$\dot{E}_{CH}^{+}$	Puissance électrique du moteur de compresseur haute pression	[KW]
$\dot{E}_{ek}^{+}$	Puissance−travail effective fournie système	[KW]
$\dot{E}_k^{+}$	Puissance-travail reçue par le système, d'un système k, autre que l'atmosphère	[KW]
E_q^{+}	Cotravail-chaleur reçue	[J]
$\dot{E}_q^{+}$	Copuissance-chaleur reçue	[KW]
$\dot{E}_{qF}^{-}$	L'exergie-chaleur	[KW]
$\dot{E}_{qi}^{+}$	Copuissance-transformation reçue au niveau du réseau d'écoulement n	[KW]
$\dot{E}_w^{+}$	Copuissance transformation reçue par le système	[KW]
$\dot{E}_w^{+}$	Copuissance transformation reçue au niveau du circuit gaz	[KW]
$\dot{E}_w^{-}$	Copuissance transformation reçue au niveau du circuit eau	[KW]
$\dot{E}_{w\alpha}^{+}$	Copuissance transformation reçue au niveau du circuit gaz	[KW]
$\dot{E}_{w\alpha}^{-}$	Copuissance transformation reçue au niveau du circuit	[KW]
E_y^{+}	Cotravail-transformation reçue	[J]
$\dot{E}_y^{+}$	Copuissance-transformation reçue	[KW]
J_{cz}	Coénergie totale	[J]
j_{cz}	Coénergie totale massique	[J / Kg]
$h_{cz\,j}$	Enthalpie totale massique du fluide au droit de la section J	[J / Kg]

K_{cz}	Coenthalpie totale	[J]
K_j	Coenthalpie total massique	[J / Kg]
L	Perte exergétique en énergie	[J]
$\dot{L}$	Perte exergétique en puissance	[KW]
$\dot{L}_t$	Perte exergétique totale	[KW]
$\dot{M}_i^+$	Débit-masse reçu par le système, en une section j, d'un système externe j	[Kg / s]
P_a	Pression atmosphérique	[bar]
P	Pression de référence	[bar]
$\dot{Q}_a^+$	Puissance-chaleur reçue par le système, de 1'atmosphère	[KW]
$\dot{Q}_F^+$	Puissance de réfrigération	[KW]
$\dot{Q}_h^+$	Puissance−chaleur reçue par la chaudière	[KW]
$\dot{Q}_i^+$	Puissance-chaleur reçue par le système, d'un système i, autre que l'atmosphère	[KW]
δR	Dissipation due à un frottement visqueux.	/
S	Entropie du système	[J /(K Kg)]
S_j	Entropie massique du fluide au droit de la section j,	[J /(K Kg)]
$\dot{S}^i$	Entropie due aux opérations internes irréversibles, c'est-à-dire simplement aux irréversibilités du système. Elle caractérise la création d'entropie	[KJ /(K Kg)]
T	Température à laquelle se produit le frottement	[K]
T_a	Température du milieu ambiant	[K]
U_{cz}	Energie interne totale	[J / Kg]
$\dot{Y}_n^+$	Puissance – transformation effective reçue au niveau du réseau n	[J / Kg]
ϵ_f	Efficacité de réfrigération	/
Θ	Facteur de Carno	/
η	Rendement exergétique	/

Liste des tableaux

Tableau I.1 : Mode de déplacement de la chaleur dans un cycle frigorifique. 6

Tableau I.2 : Les domaines d'application privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisés. 18

Tableau I. : Effet des gaz flores sur la constitution de l'atmosphère. 20

Tableau III.1 : Propriétés thermodynamiques. 56

Tableau III.2 : Propriétés thermodynamique de la vapeur surchauffée d'ammoniac. 56

Tableau III.3 : Tableau récapitulatif de calcul. 69

Liste des figures

Figure I.1 : Les types des machines frigorifiques. 7
Figure I.2 : Machine frigorifique à compression mécanique simple. 8
Figure I.3 : Principe thermodynamique d'un système fermé. 10
Figure I.4 : machine frigorifique (transfert de chaleur d'une source froide à une source chaude). 11
Figure I.5 : Schéma de la machine frigorifique de base. 12
Figure I.6 : cycle frigorifique de référence. 13
Figure I.7 : Les cycles frigorifiques. 15

Figure II.1 : Système thermodynamique quelconque. 24
Figure II.2 : Système thermodynamique quelconque. 28
Figure II.3 : Variation du rapport T_a/T et de la perte exergétique L_r en fonction de la température T, avec en paramètre la température T_a de l'atmosphère 35

Figure III.1 : Schéma de principe de l'installation de frigopompe avec sous refroidisseur. 37
Figure III.2 : Schéma d'un compresseur CB. 40
Figure III.3 : Schéma d'un refroidisseur R. 41
Figure III.4 : Schéma d'un compresseur CH. 43
Figure III.5 : Schéma d'un condenseur Cd. 45
Figure III.6 : Schéma d'un détendeur DH. 47
Figure III.7 : Schéma d'un séparateur S. 48
Figure III.8 : Schéma d'un détendeur DB. 50
Figure III.9 : Schéma d'un évaporateur placé dans une chambre froide F. 51
Figure III.10 : Schéma de principe de l'installation de frigopompe avec sous refroidisseur. 54
Figure III.11 : Diagramme P-h de la frigopompe. 57

Introduction générale

Introduction générale

Il est bien connu que la technique de production de froid est très complexe. En effet, elle nécessite beaucoup de prudence, de vigilance et d'expérience de la part des techniciens, ingénieurs et industrialistes.

De nos jours, le froid est devenu une énergie indispensable pour notre vie courante. Il est utilisé dans de nombreuses applications telles que : conservation de denrées périssables, conservation des aliments, climatisation, refroidissement de procèdes industriels, ……. etc.

Les machines frigorifiques classiques à compression comportent essentiellement des condenseurs, des évaporateurs, des compresseurs et des détendeurs. Pour le bon fonctionnement de ces machines, il est primordial d'utiliser comme fluide de travail un gaz appelé frigorigène.

L'analyse énergétique classique basée sur le premier principe de la thermodynamique semble inappropriée pour caractériser les pertes thermodynamiques au niveau des équipements énergétiques. En effet, si on désire de la perfection et par conséquent la qualité thermodynamique, l'analyse exergétique peut être utilisée comme complément à l'analyse énergétique.

L'exergie est essentiellement fondée sur la combinaison du premier et du second principe de la thermodynamique. Par ailleurs, le second principe fait intervenir la notion d'entropie. Cette dernière nous renseigne clairement sur les irréversibilités thermodynamiques d'un système. En effet, un bilan exergétique permettra d'évaluer correctement les pertes thermodynamiques du système et de donner toutes les informations sur la dégradation de l'énergie. L'analyse exergétique permet donc d'exprimer avec exactitude le rendement thermodynamique et d'avoir par conséquent la qualité thermodynamique souhaitée.

Le travail présenté dans ce mémoire s'articule essentiellement autour de trois chapitres organisés comme suit :

Dans le premier chapitre qui concerne les généralités nous avons essayé de rappeler les notions de base concernant la production du froid et les machines frigorifiques.

Dans le second chapitre, nous nous sommes particulièrement intéressés à la description des approches énergétique et exergétique. L'approche énergétique est principalement basée sur le

premier principe, tandis que l'approche exergétique combine les deux premiers principes de la thermodynamique.

Le troisième et dernier chapitre du mémoire concerne l'application de la théorie de l'exergie sur une installation de frigopompe avec sous-refroidisseur. Dans cette partie de l'étude, on a procéder à l'évaluation exergétique de chaque organe de l'installation par le calcul du rendement et les pertes exergétiques. Une évaluation du rendement global et de l'efficacité de l'installation étudiée a été également réalisée.

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I

Généralités sur les machines frigorifiques

I.1. Introduction :

« La chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps Chaud». C'est l'énoncé de Clausius du second principe de la thermodynamique.

Si l'on veut effectuer le transfert de chaleur, dans le sens antinaturel, d'un milieu froid vers un milieu chaud, il faut, nécessairement, d'une part, imaginer et mettre en œuvre un système thermique particulier, et, d'autre part, fournir, de l'énergie au système.

Le système thermodynamique particulier mis en œuvre est susceptible de transférer effectivement de la chaleur d'un milieu à température inférieure où la chaleur est prélevée (source froide) vers un milieu à température supérieure où la chaleur est rejetée (puits chaud).

Lorsque le but recherché est l'extraction de chaleur à un corps, ou à un milieu, pour le refroidir ou le maintenir à une température inférieure à celle de l'ambiance, c'est-à-dire lorsqu'il s'agit de produire du froid, le système thermodynamique qui effectue cette opération prend naturellement le nom de machine frigorifique. L'effet utile est la chaleur extraite (ou le froid produit) à la source froide [1].

Pour alimenter le système thermodynamique, on utilise:

− Soit une énergie mécanique ou équivalente. Le système comporte alors au minimum une source froide et un puits chaud et il est dit ditherme.

− Soit une énergie thermique. Le système comporte alors au moins une source thermique supplémentaire dite « source de chaleur motrice ››. Le système en question est alors tritherme.

I.2. Historique :

La première utilisation d’une machine frigorifique date depuis 1877. En effet, les premiers travaux sur une installation frigorifique de laboratoire utilisant le mélange eau-acide sulfurique comme gaz de travail revient à Narine. A cette époque, ces travaux ont fait l’évènement en marquant le début des recherches dans le domaine de la production du froid [2, 3].

L’utilisation d’une machine frigorifique à absorption fonctionnant avec un couple réfrigérant-absorbant (NH3-Eau) revient à Ferdinard durant la période 1859-1860 [2]. En utilisant la découverte de Joseph Priestley qui avait constaté en 1784 la grande affinité de ces deux fluides l’un pour l’autre. Le brevet de Carré prévoyait deux types de machines pour la

production de la glace: une à faible puissance et à fonctionnement intermittent et une autre plus puissante à cycle continu [4].

A partir de 1880, Linde « *Linde's Ice Machine Company* » a mis au point en Europe la première installation à compression de vapeur au détriment de la machine à absorption qui commença alors à perdre de son importance. Une véritable renaissance a été enregistrée au début des années 20, toujours avec le mélange eau- ammoniac grâce aux améliorations proposées par Altenkich, Merkele, Bosniakovic et Niebergall sur l'aspect pratique et théorique [2].

Les années 40 ont vu apparaître, aux Etats-Unis, la machine à absorption eau-bromure de lithium, où l'eau est le frigorigène, selon une adaptation du cycle de Carré qui est depuis largement utilisée en climatisation [2].

Cependant le marché de systèmes à absorption a connu un repli aux années 50 dû au développement des machines à compression possédant une architecture plus simple et ayant des performances énergétiques meilleures [2].

Dès 1960 une industrie Japonaise des climatiseurs s'est développée où au début, les machines étaient toutes du type à compression, actionnées par un moteur électrique. Mais les climatiseurs à absorption fonctionnant avec la solution d'eau-bromure de lithium, actionnés par combustion de gaz, se développèrent aussi rapidement pour aboutir à la commercialisation d'un climatiseur à deux étages, de conception Japonaise en 1964 [2].

L'année 1970 a marqué le début de la production et de la commercialisation des groupes à absorption à gaz, dépassant celles des machines à absorption, (Les groupes à absorption GA sont des machines de production d'eau glacée monobloc à refroidissement par air, l'alimentation en énergie étant assurée par la combustion du gaz naturel ou du propane)[2].

Actuellement et en raison de la conscience écologique de plus en plus grandissante, l'utilisation de l'énergie renouvelable est devenu un recours plus fréquent et en même temps très attractif, créant un cadre de renaissance et de développement pour les pompes à chaleur, dépassant les défauts techniques qui ont pu stopper l'essor de la première génération vers les années 80. Par conséquent, les machines à absorption s'avèrent être des systèmes assez fiables et économiques tout en n'ayant aucune incidence négative envers l'environnement [2].

I.3. Définition d'une machine frigorifique :

Une machine frigorifique est une machine thermodynamique destinée à assurer le froid d'un local ou d'un système à partir d'une source de chaleur externe dont la température est supérieure à celle du local ou du système à refroidir.

C'est donc un système de froid qui transfère des calories d'un milieu à haut niveau de température vers un milieu où la température doit être inférieur.

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectuant toujours d'un corps froid vers un corps chaud. On peut définir également la machine frigorifique comme un matériel permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est–à–dire d'un milieu chaud vers un milieu froid. Une dépense d'énergie sera bien entendu inévitable pour réaliser ce transfert inverse. L'énergie nécessaire pour assurer le transfert doit être inférieure à l'énergie calorifique utile pour que le système ait un quelconque intérêt [5].

Généralement la machine frigorifique a pour éléments principaux :

- ✓ Le compresseur ;
- ✓ Le détendeur ;
- ✓ Le condenseur ;
- ✓ L'évaporateur.

I.4. Classification des machines frigorifiques :

I.4.1. Classification par source d'énergie absorbée :

I.4.1.1. Systèmes frigorifiques consommant de l'énergie mécanique (ou électrique) :

Parmi ces systèmes, on trouve essentiellement les systèmes frigorifiques à compression de vapeur qui transfèrent de l'énergie calorifique d'un niveau de température : inférieur T_f vers un niveau de température supérieurT_i. Ils sont donc au moins dithermes.

D'après le second principe de la thermodynamique, ils doivent nécessairement consommer de l'énergie pour effectuer cette opération.

I.4.1.2.Systèmes frigorifiques consommant de l'énergie calorifique :

Le principe de fonctionnement de ces systèmes consiste à extraire ou fournir une quantité de chaleur en consommant de l'énergie calorifique. Ils sont constitués d'au moins trois sources de chaleur :

- Source froide, à la température T_f.
- Source intermédiaire ou puits de rejet thermique à la température T_i.
- Source fournissant de la chaleur" motrice" à la température T_{ch}.

I.4.2.Classification selon le mode de fonctionnement :

I.4.2.1. Les phénomènes de transfert thermique :

Pour extraire de la chaleur d'un milieu « froid » (source froide) vers un milieu chaud (puits de chaleur), un fluide frigorigène est utilisé comme vecteur, celui-ci est le siège de phénomènes physico-chimiques permettant de prélever, de transférer et de restituer la chaleur. Ainsi donc, pour extraire de la chaleur d'une source froide, le fluide frigorigène subit en contact d'une source, un phénomène endothermique (qui consomme de la chaleur).

De la même manière, pour extraire la chaleur stockée par le fluide frigorigène afin de la restituer à la source chaude, un phénomène exothermique (qui dégage de la chaleur) est utilisé.

Dans la majeure partie des cas, une série de transformations qui ramène, périodiquement, le frigorigène dans son état initial, est décrite. Le cycle de fonctionnement ainsi décrit est appelé cycle frigorifique**.**

Phénomènes endothermiques (absorbant de la chaleur)	**Phénomènes exothermiques** (produisant de la chaleur)
Fusion d'un solide	Solidification d'un liquide
Vaporisation d'un liquide	Condensation d'une vapeur
Sublimation d'un solide	Condensation en phase solide
Désorption d'un gaz ou d'une vapeur (d'un liquide ou d'un solide)	Absorption d'un gaz ou d'une vapeur (dans un liquide (absorption), dans un solide (adsorption))
Détente d'un gaz comprimé	Compression d'un gaz

Tableau I.1 : Mode de déplacement de la chaleur dans un cycle frigorifique.

Le Tableau I.1 recense quelques phénomènes endothermiques et exothermiques permettant de déplacer de la chaleur dans une pompe à chaleur.

I.4.2.2. Différents types de machines utilisant la vaporisation d'un frigorigène :

Les différentes machines frigorifiques utilisant le phénomène de vaporisation d'un frigorigène sont représentées dans la Fig. I.1. En effet, avec la manière dont les vapeurs issues de l'évaporateur sont aspirées, on peut distinguer les différents types des machines frigorifiques [6] :

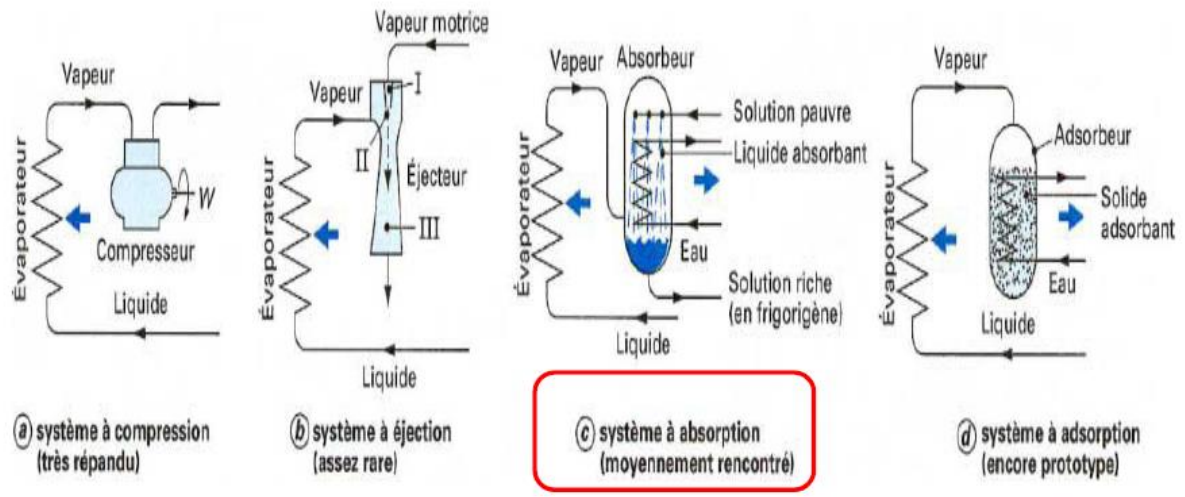


Figure I.1 Types de machines frigorifiques [**6].**

Les deux machines frigorifiques les plus répondus sont :

- la machine à compression mécanique, qui est de loin la plus utilisé.
- la machine à absorption, qui peut fonctionner sans électricité, avec de l'énergie solaire.

a) Machine frigorifique à compression :

Les vapeurs issues de l'évaporateur sont aspirées par un compresseur mécanique. En raison de leur simplicité, ces machines sont les plus répandues, consommant exclusivement de l'énergie mécanique et elles entrent dans la catégorie des systèmes diathermes.

a.1 Principe de fonctionnement de la machine à compression mécanique :

Les machines frigorifiques à compression mécanique simple (Figure I.2) sont les plus répandues [1].

- Le fluide frigorigène se vaporise à la température T_0 et à la pression P_0 en prélevant la quantité de chaleur q_{0m}.
- La vapeur est compressée et refoulée à la pression P_k.
- Dans un deuxième échangeur, la vapeur est condensée à la pression P_k et la température T_k constantes, en rejetant la chaleur q_{km}.
- Le liquide est détendu de la pression P_k à la pression P_0.

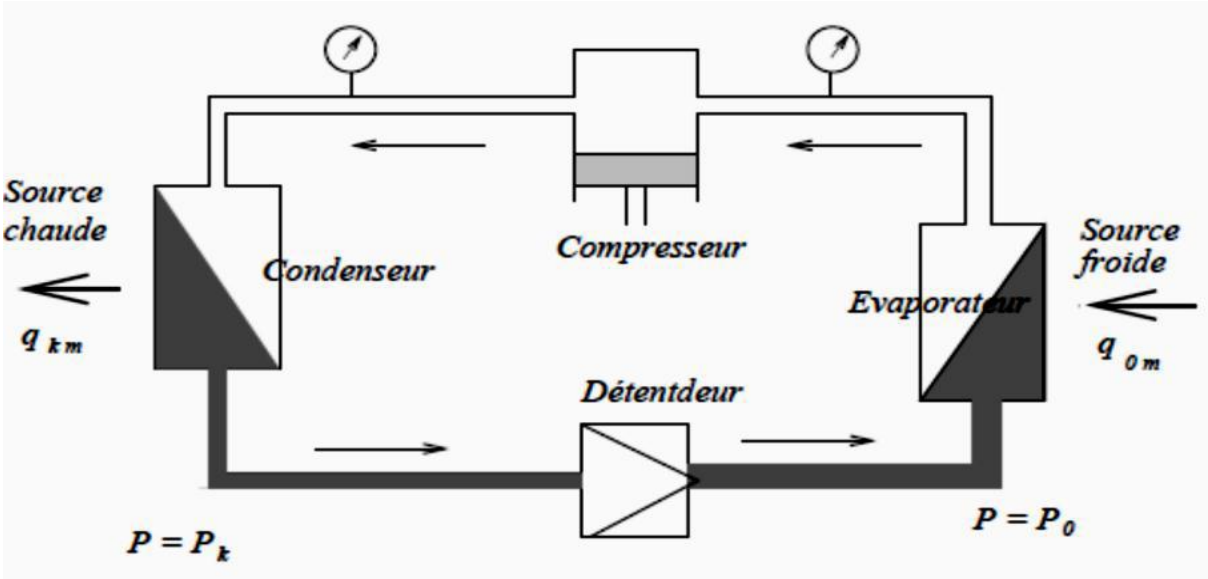


Figure I.2 Machine frigorifique à compression mécanique simple [1].

b) Machine frigorifique à éjection :

Les vapeurs du cycle frigorifique sont aspirées mécaniquement par un éjecteur. Celui-ci fonctionne grâce à l'énergie cinétique de la vapeur motrice (généralement de même nature que la vapeur de frigorigène) qui, par l'injecteur, pénètre dans la partie convergente de l'éjecteur. La compression du mélange des vapeurs motrice et de frigorigène s'effectue dans la partie divergente. Ces systèmes ont une application assez rare [7].

c) Machine frigorifique à adsorption :

La fixation de la vapeur de frigorigène se fait ici sur la surface d'un solide qui est l'adsorbant. Il présente une grande affinité pour le frigorigène. L'adsorption de la vapeur s'accompagnant d'un fort dégagement de chaleur, surtout dans le cas de la formation d'un composé chimique. L'adsorbeur, relié à l'évaporateur du système frigorifique, doit comporter donc un échangeur interne de refroidissement. La masse de frigorigène adsorbé est limitée par la capacité d'adsorption de l'adsorbant. Contrairement aux autres systèmes qui permettent une production continue de froid, les systèmes à adsorption ont un fonctionnement intermittent.
L'extraction du frigorigène adsorbé se faisant par chauffage, les systèmes à adsorption entrent dans la catégorie des systèmes au moins tri-thermes et sont très peu utilisés en pratique [1].

d) Machine frigorifique à absorption :

Pour ce type de machine, l'aspiration de la vapeur de frigorigène se fait par l'intermédiaire d'un liquide absorbant qui présente une grande affinité pour ce fluide. La vapeur est absorbée par tout le volume du liquide absorbant et l'aspiration a lieu. L'évaporateur est relié à l'absorbeur, à l'intérieur duquel est pulvérisée en permanence la solution absorbante pauvre en frigorigène, afin d'accroître la surface de contact avec la vapeur de frigorigène. Le liquide absorbe la vapeur du fluide frigorigène donnant lieu à l'aspiration d'une nouvelle masse de frigorigène issue de l'évaporateur [8].
La solution enrichie en frigorigène (solution riche) quitte l'absorbeur, et elle est dirigée vers un autre point de la machine où, par chauffage, on procède à l'extraction du frigorigène fixé. Les systèmes à absorption appartiennent donc à la catégorie des systèmes frigorifiques au moins tri-thermes. L'absorption du frigorigène par la solution absorbante est exothermique, ce qui impose l'usage d'un échangeur de chaleur pour le refroidissement de la solution absorbante. Les systèmes à absorption ont été les premières machines frigorifiques industriellement opérationnelles. Le développement des systèmes à compression les a confinés dans des applications bien précises [8].

I.5 Etude thermodynamique :

I.5.1 Premier principe :

Le premier principe de la thermodynamique stipule que lors de toutes transformations, il y a conservation de l'énergie.

Dans le cas des systèmes thermodynamiques fermés**,** il s'énonce de la manière suivante :
«Au cours d'une transformation quelconque d'un système fermé, la variation de son énergie est égale à la quantité d'énergie échangée avec le milieu extérieur. La variation de l'énergie est donnée sous forme de chaleur (Q) et sous forme de travail (W) ».
Dans un système cohérent d'unités, ce premier principe se traduit par la relation :

$$W + Q = 0 \qquad (\mathrm{I.1})$$

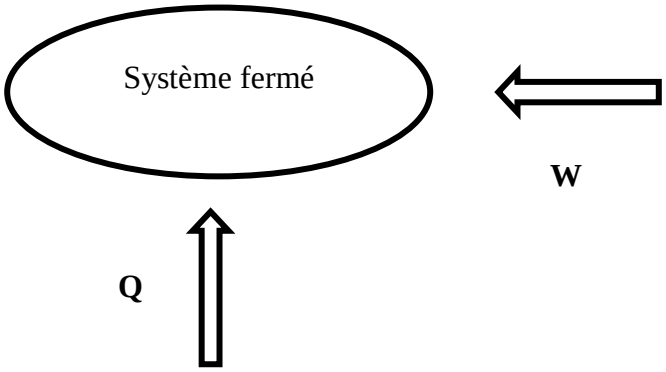


Figure. I.3: Principe thermodynamique d'un système fermé.

I.5.2 Deuxième principe :

Le premier principe met en évidence la conservation des énergies mises en jeu dans un système. Le second principe permet de connaître l'évolution d'un système. En effet, on peut transformer en totalité du travail en chaleur, mais on ne peut pas toujours transformer de la chaleur en travail.
Lorsqu'un système évolue de manière cyclique entre 2 sources de chaleur, on caractérise une source froide à la température T_1 et une source chaude à la température T_2. Les appellations « source froide » et « source chaude » sont des appellations relatives à un schéma déterminé. La température de la source chaude est toujours supérieure à celle de la source froide [9].

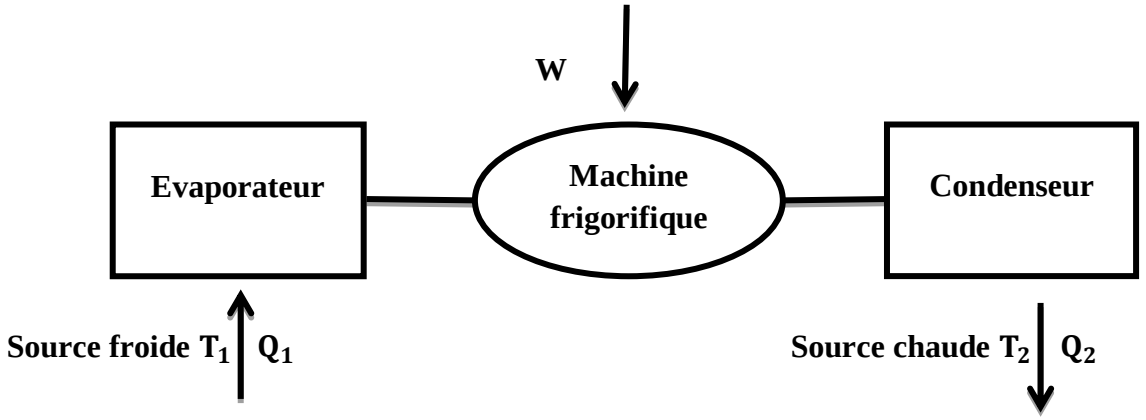


Figure I.4 : Machine frigorifique (transfert de chaleur d'une source froide à une source chaude) [9].

Le système reçoit de la chaleur Q_1de la source froide et du travail W. Il restitue de la chaleur Q_2 à la source chaude.

En application du premier principe, on peut écrire :

$$W + Q_1 + Q_2 = 0 \qquad (I.2)$$

Ce qui est reçu est compté positivement, ce qui est cédé négativement.

Soit en valeur absolue :

Chaleur cédée :

$$Q_2 = Q_1 + W \qquad (I.3)$$

Chaleur prélevée :

$$Q_1 = Q_2 - W \qquad (I.4)$$

I.6. Le cycle frigorifique :

I.6.1. Le cycle frigorifique de référence :

Le cycle d'une machine frigorifique est habituellement représenté dans le diagramme thermodynamique enthalpie (h) - pression (Log P) appelé diagramme enthalpique ou diagramme de Mollier des frigoristes.

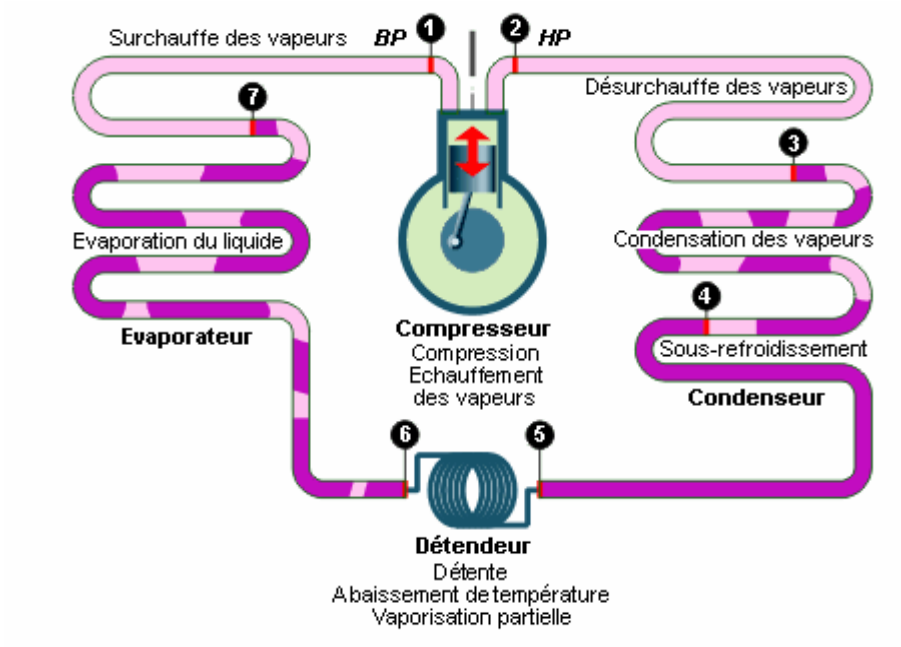


Figure I.5 Schéma de la machine frigorifique de base [10].

Suivant le schéma de la machine frigorifique de la Figure I.4, le fluide frigorigène (FF) circulant dans le circuit frigorifique suit les évolutions suivantes (Figure I.6):

- Entre 1 et 2 : compression des vapeurs de FF qui passent d'un niveau de basse pression (BP) à un niveau de haute pression (HP).
- Entre 2 et 3 : désurchauffe des vapeurs de FF (HP).
- Entre 3 et 4 : condensation des vapeurs de FF (HP) qui deviennent du FF liquide (HP).
- Entre 4 et 5 : sous refroidissement du FF liquide (HP).
- Entre 5 et 6 : détente du FF liquide (HP) qui devient un mélange de liquide (BP) et d'une faible quantité de vapeurs (BP).
- Entre 6 et 7 : évaporation du FF liquide (BP) qui devient des vapeurs de FF (BP).
- Entre 7 et 1 : surchauffe des vapeurs de FF (BP)

Les différentes évolutions du FF de la machine frigorifique sont représentées sur le diagramme enthalpique, il s'agit du cycle frigorifique de la machine communément appelée cycle de référence ou cycle pratique par les frigoristes [9].

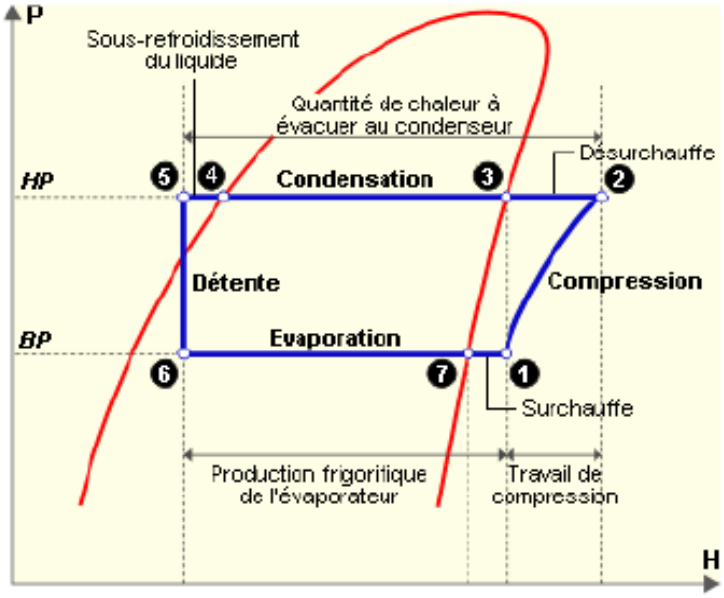


Figure I.6 : cycle frigorifique de référence [10].

Le cycle frigorifique de référence (cycle pratique) est un compromis qui permet d'effectuer l'étude et le dimensionnement des machines frigorifiques avec une précision acceptable.

En pratique, ce cycle est tracé sur les bases suivantes :

- Compression isentropique.
- Détente isenthalpique.
- Surchauffe de 5°C (pour étude de conception) ou SC mesurée.
- Sous-refroidissement de 5°C (pour étude de conception) ou SR mesuré.

Le cycle frigorifique de référence (cycle pratique) permet de s'affranchir des cycles frigorifiques proposés par la théorie de la thermodynamique appliquée à savoir :

- Le cycle théorique.
- Le cycle parfait.
- Le cycle réel.

Néanmoins, ces cycles présentent un grand intérêt pour l'étude théorique des systèmes thermodynamiques.

I.6.2.Le cycle théorique :

Ce cycle qui est représenté par le diagramme **1-2-3-4** (voir Figure I.7) est établi sur la base suivante :

- Pas de perte de charges dans les tubulures.
- Pas de SC au niveau de l'évaporateur.
- Pas de SR au niveau du condenseur.

Les transformations thermodynamiques subies par le FF à l'intérieur de la machine sont les suivantes :

- Compression isentropique du FF vapeur entre les points 1 et 2.
- Condensation isothermique entre les points 2 et 3.
- Détente isenthalpique entre les points 3 et 4.
- Evaporation isothermique entre les points 4 et 1.

I.6.3.Le cycle parfait :

Ce cycle qui est représenté par le diagramme **1'-2'-3'-4'** (voir Figure I.7) est établi sur la base suivante :

- Pas de perte de charges dans les tubulures.
- SC au niveau de l'évaporateur.
- SR au niveau du condenseur.

Les transformations thermodynamiques subies par le FF à l'intérieur de la machine sont les suivantes :

- Compression isentropique entre les points 1' et 2'.
- Condensation isothermique entre les points 2' et 3.
- SR du FF à la sortie du condenseur entre les points 3 et 3'.
- Détente isenthalpique entre les points 3' et 4'.
- Evaporation isothermique entre les points 4' et 1.
- SC du FF à la sortie de l'évaporateur entre les points 1 et 1'.

I.6.4 Le cycle réel :

Ce cycle qui est représenté par le diagramme **1''-2'''-3'-4'** (voir Figure I.7) est établi sur la base suivante :

La compression est polytropique, le point 1' se translate au point 1'' (l'intégralité du travail de compression n'est pas transmise au FF à cause des échanges thermiques entre le système et le milieu extérieur)

Le point 2' devient 2''' pour tenir compte :

- De l'énergie perdue (notion de rendement indiqué).
- Des pertes mécaniques.
- Des PDC au refoulement du compresseur.

En réalité aucun des trois cycles précités ne sont véritablement utilisés par les frigoristes. Ces derniers utilisent le cycle frigorifique de référence.

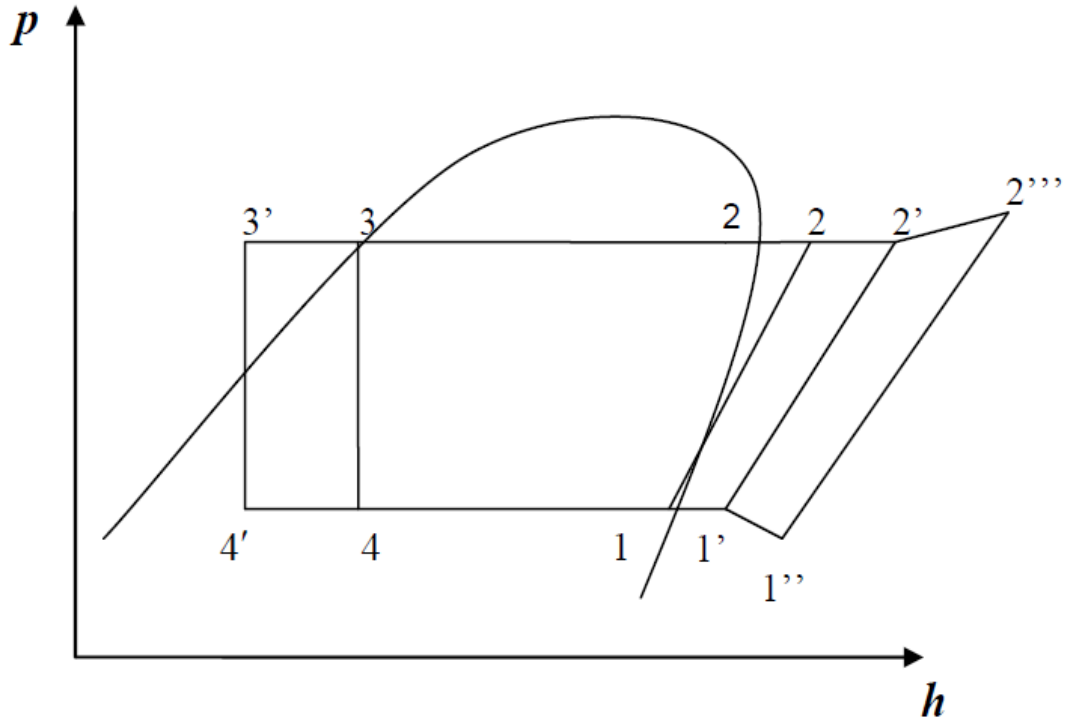


Figure I.7 Les cycles frigorifiques.

I.7. Les fluides frigorigènes :

I.7.1. Définition :

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des mélanges de substances, utilisés dans les circuits de systèmes frigorifiques tels que: des chambres froides, des réfrigérateurs, des pompes à chaleur. Les fluides frigorigènes ont la particularité d'avoir sous la pression atmosphérique, une température d'évaporation très faible. Cette propriété thermodynamique permet de produire du froid [11].

Le fluide frigorigène est le carburant d'une installation frigorifique dans laquelle, circulant, il est évaporé, comprimé, liquéfié et détendu. Il assure le transfert de la chaleur en recevant, en dessous de la température ambiante, la chaleur par évaporation et en le cédant à nouveau, au-dessus de la température ambiante, par liquéfaction.

Le fluide frigorigène permet les échanges de chaleur dans un système frigorifique par ses changements d'état : évaporation et condensation.

I.7.2 Rappel historique :

L'eau fut le premier fluide frigorigène utilisé depuis l'antiquité. En 1876, Linde a introduit l'ammoniac. Au début du XXème siècle les hydrocarbures, le dioxyde de carbone (dans la marine) ainsi que le dioxyde de soufre sont utilisés. Malheureusement, tous ces composés sont soit toxiques, soit inflammables. C'est pourquoi dès 1930, nous utilisons les dérivés chloro-fluorés du méthane et de l'éthane.

I.7.3 Classification des fluides frigorigènes :

Les fluides frigorigènes obéissent à une classification qui permet une désignation précise de chaque fluide. Cette classification est effectuée sur la base de critères différents suivant la famille ou la sous famille de fluides considérés.

Les fluides frigorigènes sont divisés en deux grandes familles qui sont :

a) les composés inorganiques :

Les fluides de cette famille sont ceux de la série 700.

Le fluide le plus utilisé de cette famille est l'ammoniac (NH_3) et il est désigné par R717 :

R : désigne Réfrigérant.

Le 7 : des centaines désigne la série 700.

Le 17 : représentant les deux derniers chiffres désigne la masse molaire du corps (14 pour l'azote (N) et 3 pour l'hydrogène (H).

b) les composés organiques :

Les composés organiques sont des dérivés du méthane (CH4) et de l'éthane (C2H6).

Ils se divisent en trois sous familles :

1- les corps purs.

2- les mélanges (de corps purs).

3- les hydrocarbures.

1) Les corps purs :

Les corps purs se regroupent en trois sous-groupes suivant leur composition chimique :

- Les CFC (chlorofluorocarbone).
- Les HCFC (hydro chlorofluorocarbone).
- Les HFC (hydrofluorocarbure).

La caractéristique principale d'un corps pur est qu'il se condense et s'évapore à température et pression constante.

2) Les mélanges :

Les mélanges de corps purs se regroupent en deux sous-groupes :

a) les mélanges azéotropiques qui se comportent comme des corps purs : sont les fluides frigorigènes de la série 500.

b) les mélanges zéotropiques qui ne sont pas des corps purs : sont les fluides frigorigènes de la série 400.

3) Les hydrocarbures :

Les fluides frigorigènes du type hydrocarbure proviennent essentiellement du raffinage du pétrole mais également du dégazolinage (récupération des hydrocarbures liquides) du gaz naturel.

Ce sont essentiellement le R600 (butane), le R600a (isobutane) et le R290 (propane) qui est le plus utilisé. Contrairement aux autres fluides frigorigènes, les hydrocarbures sont hautement inflammables. Dans certaines classifications, les fluides frigorigènes du type HC (hydrocarbures) sont regroupés avec les fluides de la série 700 comme le R717 (ammoniac), le R718 (eau) ou le R744 (dioxyde de carbone) sous la famille des fluides dits « naturels » [12].

I.7.4. Domaines d'application :

Le tableau suivant résume les domaines d'application privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisés :

Fluide frigorigène	Désignation chimique	Formule chimique	Plage d'utilisati °C	Domaine d'application
R12	Dichlorodifluorom Ethane	CC12F2	-40 à +10	Réfrigérateurs, installation frigorifiques, industriels, équipement des engins de transport.
R13	Monochlorotrifluorométhane	CC1F3	-100 à -60	Installations frigorifiques en cascade pour application industriels.
R21	Dichlorofluométha	CHC12F	-20 à +20	Pompe à chaleurs, instillations frigorifiques à température de condensation élevée.
R22	Chlorodifuluorométhane	CHC1F2	-50 à +10	Pour navires, installation de congélation.
R23	Trifluorométhane	CHF3	-100 à -60	Installations frigorifiques mono et bi-étages pour application industrielles et laboratoires.
R717	Ammoniac	NH3	-70 à +10	Installations frigorifiques pour produits, applications industriels.

Tableau I.2 : Domaines d'application privilégiés des fluides frigorigènes les plus utilisés.

I.7.5. Les caractéristiques physiques du fluide frigorigène parfait :

Les principales caractéristiques sont [13]:

- Chaleur latente de vaporisation très élevée.
- Point d'ébullition, sous la pression atmosphérique, suffisamment bas.
- Pas d'action sur les métaux composant le circuit (ainsi, par exemple l'ammoniac attaque le cuivre).
- Non inflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- Sans effet sur la santé du personnel.
- Sans action sur les denrées à conserver.
- Sans odeur ou n'ayant qu'une faible odeur non désagréable.
- Pas d'action sur la couche d'ozone.
- Pas d'action sur le réchauffement terrestre.

I.7.6. Les gaz fluorés et l'environnement :

Les gaz fluorés contribuent à deux effets majeurs modifiant la constitution de l'atmosphère :

- L'effet de serre.

- La modification de la concentration d'ozone.

	Effet de serre	Couche ozone
CFC	Oui	Effet très important
HCFC	Oui	Effet important
HFC	Oui	Non

Tableau I.3 Effet des gaz flores sur la constitution de l'atmosphère.

- L'appauvrissement de la couche d'ozone :

Par brassage de l'atmosphère, les chlorofluorocarbures CFC, aboutissent dans la stratosphère, ou le rayonnement ultraviolet libère les atomes de chlore. Ces atomes se recombinent avec l'ozone pour former de l'oxyde de chlore et une molécule d'oxygène selon la réaction en chaine suivante :

On estime qu'un atome de chlore peut ainsi détruire plus de 100 000 atomes d'ozone. La production des CFC a été interdite par le protocole de Montréal (1987).

$O_3 + Cl \rightarrow ClO + O_2$

$ClO + O \rightarrow Cl + O_2$

- Les gaz à effet de serre :

Depuis quelques décennies, l'impact des fluides frigorigènes sur l'environnement est devenu un enjeu majeur. En effet, de par la présence de fuites au niveau du circuit frigorifique, la responsabilité de ces fluides dans la destruction de la couche d'ozone et l'augmentation de l'effet de serre n'est plus à démontrer [14].

I.7.7. Critères de choix d'un fluide frigorigène :

Un fluide frigorigène a pour rôle d'assurer le transfert de chaleur entre le milieu refroidi et le milieu extérieur en subissant un ensemble de transformations thermodynamiques à l'intérieur d'une machine frigorifique. Un fluide frigorigène devra répondre à l'ensemble des critères définis ci-après.

➢ Critères thermodynamiques :

Ces critères se résument comme suit :

- La pression d'évaporation du fluide doit être, autant que possible, supérieure à la pression atmosphérique de façon à maintenir le circuit frigorifique en surpression par rapport à l'atmosphère.
- La température critique du fluide doit être supérieure à la température de condensation afin d'éviter toute diminution du rendement du système frigorifique. En règle générale, il faut toujours chercher à éloigner au maximum le fonctionnement d'une machine du régime critique.
- Les pressions du cycle frigorifique doivent rester dans la plage de valeurs recommandée par le constructeur du compresseur afin de limiter le taux de compression (rapport entre la pression de refoulement et la pression d'aspiration) à une valeur raisonnable, généralement comprise entre 3 et 4, pour optimiser le rendement volumétrique du compresseur.

- Le rapport des chaleurs massiques (Cp/Cv) doit être le plus proche de 1 afin de limiter la surchauffe des vapeurs au cours de la compression. Une surchauffe importante peut altérer les propriétés de l'huile.
- La conductivité thermique, la masse volumique, la viscosité dynamique et la capacité calorifique sont des paramètres dont dépend l'amélioration des échanges thermiques.

➢ Critères techniques :

Ces critères se résument comme suit :

- La compatibilité entre le fluide frigorigène et les matériaux utilisés dans l'installation doit être vérifiée.
- Le fluide frigorigène doit être sélectionné en vue d'obtenir le meilleur compromis entre viscosité et miscibilité du couple fluide/lubrifiant.
- La présence d'eau dans un circuit frigorifique est à proscrire.
- Le fluide frigorigène doit pouvoir garder son intégrité et ses propriétés face aux températures élevées de fin de compression et aux répétitions des cycles « haute température/basse température » auxquels il est soumis.

➢ Critères de sécurité :

Ces critères se résument comme suit :

- Le fluide frigorigène doit être non toxique, non inflammable et non explosif.
- Le fluide ne doit présenter aucune action sur les denrées alimentaires dans le cas des applications en industrie agroalimentaire.
- Le fluide doit présenter une action faible, voire nulle, sur la destruction de la couche d'ozone et sur le réchauffement global de la planète.

➢ Critères économiques :

Ces critères se résument comme suit :

- Le choix du fluide frigorigène va conditionner le choix des éléments constitutifs du circuit frigorifique et à fortiori le coût global de l'installation.
- La disponibilité du fluide doit être suffisante pour permettre une maintenance rapide de l'installation.
- Le coût des fluides visés par une interdiction future risque d'augmenter au fur et à mesure que l'on se rapproche de la date limite.

I.8. Détermination du coefficient de performance COP :

Le coefficient de performance (COP) est défini par le rapport de la quantité de chaleur absorbée par l'évaporateur sur la quantité de chaleur fournit au générateur plus le travail de la pompe de solution. Le coefficient de performance est donné par l'équation suivante :

$$\mathrm{COP} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_P} \qquad (I.5)$$

I.9. Le coefficient de performance de Carnot (COP_C) :

Pour une machine de Carnot tritherme, l'expression du coefficient de performance est donnée par la formule suivante :

$$\mathrm{COP_C} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \cdot \frac{T_G - T_C}{T_G} \qquad (I.6)$$

Le coefficient de performance de Carnot (COP_C) est le coefficient de performance maximal possible pour un système à absorption.

I.10. L'efficacité de système (η) :

L'efficacité du système (η) est définie comme étant le rapport du coefficient de performance (COP) sur le coefficient de performance de Carnot (COP_C).

$$\eta = \frac{\mathrm{COP}}{\mathrm{COP_C}} \qquad (I.7)$$

I.11. Conclusion.

Ce chapitre porte essentiellement sur la production du froid. En effet, on a essayé de donner un aperçu sur les différents types de machines frigorifiques, ainsi que les différents fluides frigorigènes rencontrés dans la pratique.

Chapitre II

Description des approches énergétique et exergétique

II.1. Introduction :

L'énergie est une propriété qu'un corps possède, liée à la capacité de fournir un travail "Un effet".

Associer l'exergie à l'énergie dans les approches du fonctionnement des systèmes revient ainsi à associer quantité et qualité de l'énergie et de ses diverses formes ou types. L'approche devient nettement plus riche qu'une simple approche énergétique.

Ce chapitre s'intéresse essentiellement à la description mathématique des approches énergétique et exergétique.

II.2. Approche énergétique :

II.2.1. Notion d'énergie :

L'énergie se manifeste sous plusieurs formes, chacune avec ses caractéristiques, Ces dernières sont liées à leur capacité à provoquer des changements. Les différentes formes d'énergie peuvent être classées en deux catégories [15].

- les énergies ordonnées.
- les énergies désordonnées.

II.2.1.1. Energie ordonnée :

Les énergies ordonnées regroupent l'énergie potentielle et l'énergie cinétique qui possèdent les caractéristiques suivantes [15] :

- Possibilité de passer d'un type a l'autre avec conservation totale en opérant de façon réversible.
- Le transfert d'énergie ordonnée entre deux systèmes s'effectue uniquement par échange d'énergie travail.
- Le transfert d'énergie ordonnée entre deux systèmes n'entraîne pas de variation d'entropie. Ainsi de tels procédés peuvent être analysés à l'aide du premier principe de la thermodynamique seulement.
- Les paramètres de l'environnement ne sont pas considérés lors du transfert d'énergie ordonnée entre deux systèmes.

II.2.1.2. Energie désordonnée :

Cette forme d'énergie regroupe tous les autres types d'énergies [15] :

Différente des énergies ordonnées notamment l'énergie thermique, l'énergie chimique…etc

Elle possède les caractéristiques suivantes :

- Pour avoir un maximum de conversion d'une forme d'énergie désordonnée en une forme ordonnée, il est nécessaire d'avoir un procédé entièrement réversible.
- La limite maximale d'une telle conversion dépend des paramètres thermodynamiques des procédés mais aussi de l'environnement.
- La conversion engendre une variation d'entropie.
- L'analyse des formes d'énergies désordonnées nécessite l'utilisation du deuxième principe de la thermodynamique.

II.2.2. Bilan énergétique :

Considérons un système quelconque, donnant lieu à des transferts-travail, des transferts-chaleur et des transferts de masse. Un tel système peut être représente schématiquement par la (Figure II.1) [15] :

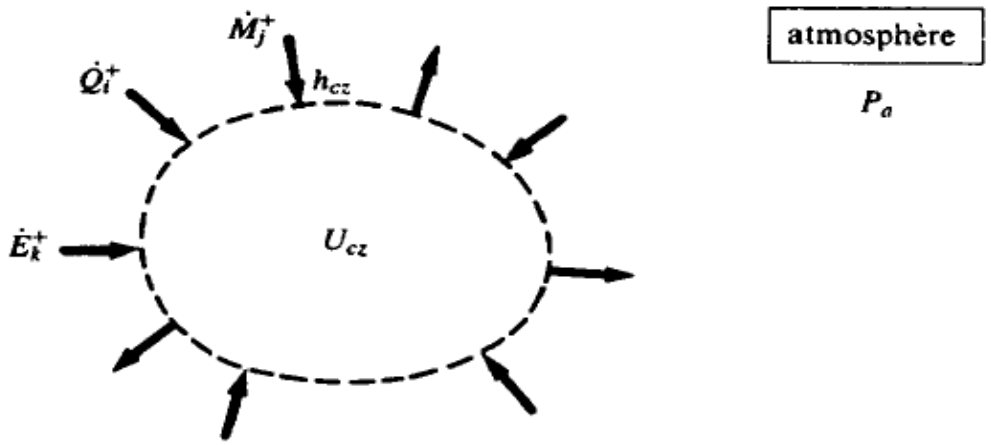


Figure. II.1 Système thermodynamique quelconque [15].

En vertu du premier principe de la thermodynamique, le bilan énergétique en puissance, relatif à un système quelconque, est exprimé par l'équation (II.1).

$$\frac{dU_{cz}}{dt} = \sum_k [\dot{E}_k^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \dot{Q}_a^+ \sum_j [\dot{h}_{cz\,j}^+ \dot{M}_i^+] \qquad (II.1)$$

Avec :

- U_{cz} : Energie interne totale.
- $\dot{E}_k^+ = \delta E_K^+/dt$: Puissance-travail reçue par le système, d'un système k, autre que l'atmosphère.
- $\dot{Q}_i^+ = \delta\,\dot{Q}_i^+/dt$: Puissance-chaleur reçue par le système, d'un système *i*, autre que l'atmosphère.
- $\dot{Q}_a^+ = \delta\,\dot{Q}_a^+/dt$: Puissance-chaleur reçue par le système, de l'atmosphère.
- $\dot{M}_i^+ = dM_J^+/dt$: Débit-masse reçu par le système, en une section j, d'un système externe j.
- $h_{cz\,j}$: Enthalpie totale massique du fluide au droit de la section J.

En considérant la puissance travail effective fournie par le système qui est égale à la puissance travail globale diminuée de celle engendrée par l'augmentation de volume du système $(P_a dV/d_i)$, l'équation (II.1) devient :

$$\sum_k [\dot{E}_{ek}^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \dot{Q}_a^+ + \sum_j [h_{cz\,j}^+ \dot{M}_i^+] - \frac{d(U_{cz} + P_a V)}{dt} = 0 \qquad (II.2)$$

Avec :

$$\sum_k [\dot{E}_k^+] = \sum_k [\dot{E}_{ek}^+] - P_a \frac{dV}{dt} \qquad (II.3)$$

L'énergie effective se définie comme suit :

$$U_e = U + P_a V \qquad (II.4)$$

A partir des équations (II.2) et (II.4) nous obtenons :

$$\sum_k [\dot{E}_{ek}^+] + \sum_i [\dot{Q}_i^+] + \dot{Q}_a^+ + \sum_j [h_{cz\,j}^+ \dot{M}_i^+] - \frac{dU_{ecz}}{dt} = 0 \qquad (II.5)$$

Par la suite, on peut définir une nouvelle grandeur appelée puissance – transformation, donnée par l'expression suivante :

$$\dot{Y}^{+} = \sum_{j}\left[h_{cz\,j}^{+}\dot{M}_{i}^{+}\right] - \frac{d(U_{cz} + P_{a}V)}{dt} \qquad (II.6)$$

Le bi1an peut alors se mettre sous la forme :

$$\sum_{k}[\dot{E}_{ek}^{+}] + \sum_{i}\left[\dot{Q}_{i}^{+}\right] + \dot{Q}_{a}^{+} + \sum_{j}[\dot{Y}^{+}] = 0 \qquad (II.7)$$

II.2.2.1. Efficacité :

D'une façon générale, nous appelons efficacité le rapport entre les prestations énergétiques données par le système et les prestations énergétiques reçues par le système. Malheureusement, il n'est pas possible de donner une définition générale de ce rapport, car les valeurs des diverses prestations varient de cas en cas [15].

Toutefois, il est généralement admis que l'énergie-chaleur $Q_a$transférée entre le système et 1'atmosphère ne peut être considérée ni comme une prestation reçue, ni comme une prestation donnée, car elle n'a pas de valeur intrinsèque. C'est pourquoi le terme Q_a ne figurera pas dans les diverses expressions de l'efficacité .Cela revient à dire que l'énergie chaleur Q_a n'a pas de valeur quand on la donne et qu'elle est gratuite quand on la reçoit [15].

Dans le cas des installations motrices, des installations de chauffage et des installations de cogénération, le bilan (II.2) peut, en omettant les indices pour simplifier, être mis sous la forme :

$$\sum[\dot{E}^{-}] + \sum\left[\dot{Q}^{-}\right] + \dot{Q}_{a}^{-} + \sum[\dot{Y}^{-}] = \sum[\dot{E}^{+}] + \sum\left[\dot{Q}^{+}\right] + \dot{Q}_{a}^{+} + \sum[\dot{Y}^{+}] \qquad (II.8)$$

Ou toutes les puissances données par le système figurent au premier membre et toutes les puissances reçues par le système au second membre.

Précisons que les expressions $\sum\left[\dot{Q}_{a}^{-}\right]$ et $\sum\left[\dot{Q}_{a}^{+}\right]$ concernent toutes les puissances-chaleur transférées entre le système et les différentes sources, à l'exclusion des puissances-chaleur $\dot{Q}_{a}^{-}$ et $\dot{Q}_{a}^{+}$ qui sont transférées entre le système et 1'atmosphère.

En admettant arbitrairement que les puissances-chaleur $\dot{Q}_{a}^{-}$ et $\dot{Q}_{a}^{+}$ sont considères soit comme sans valeur, soit comme gratuites, le bilan énergétique (II.8) suggère la définition de l'efficacité [15].

II.2.2.2. Efficacité d'un système :

Elle est définie par :

$$\varepsilon = \frac{\sum[\dot{E}^-] + \sum[\dot{Q}^-] + \dot{Q}_a^- + \sum[\dot{Y}^-]}{\sum[\dot{E}^+] + \sum[\dot{Q}^+] + \dot{Q}_a^+ + \sum[\dot{Y}^+]} \quad (II.9)$$

Examinons maintenant si l'expression (II.9) conduit à une définition satisfaisante de l'efficacité dans le cas d'une installation motrice par exemple [15].

II.2.2.3. Installation motrice :

Par exemple, pour une installation motrice à vapeur, en régime permanent, la relation (II.8) donne le bilan énergétique :

$$\dot{E}^- = \dot{Q}_h^+ + \dot{Q}_a^- \quad (II.10)$$

et la définition (II.9) donne l'efficacité motrice :

$$\varepsilon_m = \frac{\dot{E}^-}{\dot{Q}_h^+} = 1 - \frac{\dot{Q}_a^-}{\dot{Q}_h^+} < 1 \quad (II.11)$$

Dans laquelle nous avons:

- $\dot{E}^- = \dot{E}_T - \dot{E}_P$: puissance-travail donnée par le système, en admettant que la puissance-travail $\dot{E}_P$ requise par la pompe est prélevée sur la puissance-travail $\dot{E}_T$ fournie par la turbine.
- $\dot{Q}_h^+$: puissance−chaleur reçue par la chaudière.

Comme le rapport $\dot{Q}_a^-/\dot{Q}_h^+$ n'est pas du tout faible, nous constatons que l'efficacité motrice d'une installation motrice est en général très inférieure à 100% [15].

II.3 Approche exergétique :

II.3.1 Historique et définition :

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.

On peut définir l'exergie d'une source d'énergie comme la quantité maximale de travail qu'il serait possible d'en retirer au moyen d'un cycle thermodynamique moteur réversible, l'autre source étant en équilibre avec l'ambiance [16].

C'est en 1889 déjà que Georges Gouy a émis l'idée que la potentialité d'un système au point de vue de la production de travail pouvait être exprimée par une fonction contenant, non seulement l'énergie interne du système, mais encore la température Ta et la pression Pa de l'atmosphère extérieure au système lui-même [17].

Depuis lors, les implications et les conséquences de cette idée ont été étudiées et développées dans différents pays par un certain nombre de chercheurs, sous le terme général de théorie de l'exergie [18].

Il est maintenant largement reconnu que la théorie de l'exergie est extrêmement féconde, car elle débouche sur une comptabilité dite exergétique qui englobe le premier et le deuxième principe de la thermodynamique. Seule cette comptabilité exergétique permet d'évaluer quantitativement ce que l'on appelle quantitativement la dégradation de l'énergie [18].

II.3.2. Bilan exergétique :

Considérons à nouveau un système quelconque. Un tel système peut être représenté schématiquement par la (Figure II.2) [15].

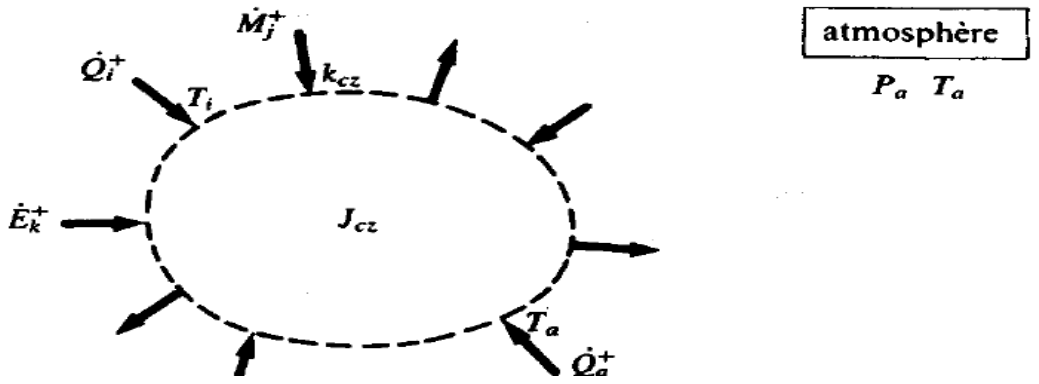


Figure II.2 Système thermodynamique quelconque [15].

En vertu des relations (II.2) et (II.6), le premier principe de la thermodynamique, le bilan énergétique est exprimé par l'équation (II.12).

$$\sum_{k}[\dot{E}_k^+] + \sum_{i}\left[\int \delta\dot{Q}_i^+\right] + \dot{Q}_i^+ + \sum_{n}[\dot{Y}_n^+] = 0 \qquad \text{(II. 12)}$$

Avec :

- $\dot{E}_k^+$: Puissance-travail reçue par le système, d'un système k.
- $\dot{Q}_i^+$: Puissance-chaleur reçue de la source à température T_i (dans le cas général ou T_i est variable, il convient d'intégrer par rapport à l'espace).
- $\dot{Q}_a^+$: Puissance-chaleur reçue de l'atmosphère, à la température T_a.
- $\dot{Y}_n^+ = \left\{\sum_j\left[h_{cz\,j}^+\dot{M}_i^+\right] - \frac{dU_{ecz}}{dt}\right\}_n$: Puissance – transformation effective reçue au niveau du réseau n.

Précisons bien que la température T_i est la température commune à la source i et au système, le long de la frontière en traits pointillés. II en est de même de la température T_a.
Le deuxième principe est exprimé par le bilan d'entropie :

$$\frac{dS}{dt} = \sum_{i}\left[\int \frac{\delta\dot{Q}_i^+}{T_i}\right] + \frac{\dot{Q}_i^+}{T_a} + \sum_{j}\left[s_j\dot{M}_i^+\right] + \dot{S}^i \qquad \text{(II. 13)}$$

Avec :

- S : Entropie du système.
- S_j : Entropie massique du fluide au droit de la section j.
- $\dot{S}^i$: Entropie due aux opérations internes irréversibles, c'est-à-dire simplement aux irréversibilités du système. Elle caractérise la création d'entropie.

Comme nous l'avions fait pour le bilan énergétique (II.12), nous avons traité séparément la source à température T_a, constituée par l'atmosphère avec l'expression :

$$\sum_{i}\left[\int \frac{\delta\dot{Q}_i^+}{T_i}\right] + \frac{\dot{Q}_i^+}{T_a} \qquad \text{(II. 14)}$$

L'équation (II.14) peut remplacer par : $\sum_i \left[\int \frac{\delta \dot{Q}_i^+}{T_i}\right]$.

En vertu du deuxième principe, nous avons toujours :

$$\delta \dot{S}^i \geq 0 \; \frac{\delta \dot{S}^i}{dt} + \dot{S}^i = 0 \qquad (II.15)$$

Étant donné la propriété d'extensivité de l'entropie, nous pouvons effectuer des sommations sur les réseaux n et remplacer :

$$\frac{dS}{dt} \text{ par } \sum_n \left[\frac{dS}{dt}\right]_n \qquad (II.16)$$

$$\sum_j \left[s_j \dot{M}_i^+\right] \text{ par } \sum_n \left\{\sum_j \left[s_j \dot{M}_i^+\right]\right\}_n \qquad (II.17)$$

En tenant compte des substitutions indiquées ci-dessus, il est possible de mettre le bilan entropique (II.13) sous la forme :

$$\sum_i \left[\int \frac{\delta \dot{Q}_i^+}{T_i}\right] + \frac{\dot{Q}_i^+}{T_a} + \sum_n \left\{\sum_j \left[s_j \dot{M}_i^+\right] - \frac{dS}{dt}\right\}_n + \dot{S}^i = 0 \qquad (II.18)$$

En multipliant tous les termes de ce bilan par la température ''Ta'' de l'atmosphère, nous obtenons l'équation suivante :

$$\sum_I \left[\int \frac{T_a}{T_i} \delta \dot{Q}_i^+\right] + \dot{Q}_i^+ + \sum_n \left\{\sum_j \left[T_a s_j \dot{M}_i^+\right] - \frac{d}{dt}(T_a S)\right\}_n + T_a \dot{S}^i = 0 \qquad (II.19)$$

Le bilan exergétique est obtenu en éliminant $Q_a$entre les équations (II.12) (Ier principe) et (II.19) (IIeme principe). On obtient le bilan exergétique [15]:

$$\sum_k [\dot{E}_k^+] + \sum_i \left[\int \delta \dot{Q}_i^+\right] + \dot{Q}_i^+ + \sum_n \left\{\sum_j \left[h_{cz\,j} \dot{M}_i^+\right] - \frac{d(U_{cz} + P_a V)}{dt}\right\} = 0$$

$$-\sum_I \left[\int \frac{T_a}{T_i} \delta \dot{Q}_i^+\right] + \dot{Q}_i^+ + \sum_n \left\{\sum_j \left[T_a s_j \dot{M}_i^+\right] - \frac{d}{dt}(T_a S)\right\}_n = T_a \dot{S}^i \geq 0$$

$$\sum_{k}[\dot{E}_k^+] + \sum_{I}\left[\int\left(1-\frac{T_a}{T_i}\right)\delta\dot{Q}_i^+\right] + \sum_{n}\left\{\sum_{j}\left[\left(h_{czj-}T_a s_j\right)\dot{M}_i^+\right] - \frac{d}{dt}\left(U_{cz}+P_aV-T_aS\right)\right\}_n = T_a\dot{S}^i \geq 0 \qquad (II.20)$$

II.3.2.1. Terminologie et symbolisme :

Le bilan exergétique (II.20) fait apparaitre un certain nombre de grandeurs nouvelles pour lesquelles nous proposons un nom et un symbole [15].

Nous définissons les grandeurs suivantes :

- Coénergie totale [J] : $J_{cz} = U_{cz} + P_aV - T_aS$ (II.21)
- Coénergie totale massique [J/Kg] : $j_{cz} = u_{cz} + P_av - T_as$ (II.22)
- Coenthalpie totale [J] : $K_{cz} = H_{cz} - T_aS$ (II.23)
- Coenthalpie totale massique [J/Kg] : $k_{cz} = h_{cz} - T_as$ (II.24)
- Facteur de Carnot : $\theta = 1 - \frac{T_a}{T}$ (II.25)
- Cotravail-chaleur reçue [J] : $E_q^+ = \int \theta\delta Q^+$ (II.26)
- Copuissance-chaleur reçue [W] : $\dot{E}_q^+ = \int \theta\delta\dot{Q}^+$ (II.27)
- Cotravail-transformation reçue [J] : $E_y^+ = \sum_j\left[\int K_{czj}\, dM_j^+\right] - \Delta J_{cz}$ (II.28)
- Copuissance-transformation reçue [W] : $\dot{E}_y^+ = \sum_j\left[K_{czj}\dot{M}_j^+\right] - \frac{dJ_{cz}}{dt}$ (II.29)
- Perte exergétique en énergie [J] : $L = T_a + S^i \geq 0$ (II.30)
- Perte exergétique en puissance [W] : $\dot{L} = T_a + \dot{S}^i \geq 0$ (II.31)

II.3.2.2. Coenthalpie :

II.3.2.2.a. Définition :

Nous considérons la coenthalpie comme une fonction d'état extrinsèque, définie par la relation, sous forme absolue :

$$K = H - T_aS \qquad (II.32)$$

Ou sous forme massique :

$$k = h - T_a s \qquad (II.33)$$

Dans laquelle T_a est toujours la valeur de la température de 1'atmosphère [15].

L'introduction de la fonction k est justifiée par le rôle important qu'elle joue dans les bilans exergétiques, comme le montre l'équation (II.29).
Remarquons que, en vertu de la définition (II.33), la valeur de la coenthalpie d'un système est déterminée dès que les valeurs de deux fonctions d'état quelconques (S et H), ainsi que celle de T_a, sont fixées [15].

II.3.2.3. Expression générale :

Etant donné ces définitions, le bilan exergétique (II.20) en puissance peut être mis sous la forme:

$$\sum_k [\dot{E}_{ek}^{+}] + \sum_i [\dot{E}_{qi}^{+}] + \sum_n [\dot{E}_{yn}^{+}] = \dot{L} \geq 0 \qquad (II.34)$$

Où nous avons (la valeur numérique de chacun des termes du membre de gauche pouvant être positive ou négative) :

- $\dot{E}_{ek}^{+}$: puissance−travail effecive, reçue par le système au niveau de la machine K.
- $\dot{E}_{qi}^{+}$: copuissance-transformation reçue au niveau du réseau d'écoulement n.
- $\dot{L}$: perte exergétique globale.

L'équation (II.34) constitue une forme très condensée et symétrique des deux principes réunis. C'est l'expression la plus générale et la plus élégante de la théorie de 1'exergie [15].
Sous forme différentielle, le bilan exergétique relatif à un temps dt s'exprime par la relation :

$$\sum_k [\delta E_{ek}^{+}] + \sum_i [\delta E_{qi}^{+}] + \sum_n [E_{yn}^{+}] = \delta L \geq 0 \qquad (II.35)$$

Enfin, sous forme finie, le bilan exergétique relatif à un temps Δt est :

$$\sum_k [\dot{E}_{ek}^{+}] + \sum_i [\dot{E}_{qi}^{+}] + \sum_n [\dot{E}_{yn}^{+}] = \dot{L} \geq 0 \qquad (II.36)$$

II.3.3. Perte exergétique :

II.3.3.1. Définition :

La perte exergétique L est la diminution de la possibilité d'obtention de travail, due aux irréversibilités internes du système.

Elle exprime quantitativement ce qui est exprimé qualitativement par la notion de dégradation de l'énergie.

Selon (II.30), la perte exergétique L est égale au produit de l'entropie S_i due aux irréversibilités internes par la température T_a de l'atmosphère. Nous avons sous forme différentielle la définition [15]:

$$\delta L = T_a \delta S^i \geq 0 \qquad (II.37)$$

La perte exergétique en énergie L est définie par le relation (II.30) :

$$L = T_a S^i \geq 0 \qquad (II.38)$$

La perte exergétique en puissance $\dot{L}$ est définie de la même manière par la relation (II.31) :

$$\dot{L} = T_a \dot{S}^i \geq 0 \qquad (II.39)$$

II.3.3.2. Dissipation :

L'augmentation d'entropie due à une dissipation est donnée, par la relation [15] :

$$\delta S^i = \delta S^r = \frac{\delta R}{T} \qquad (II.40)$$

Dans laquelle nous avons :

- δR : dissipation due à un frottement visqueux.
- T : température à laquelle se produit le frottement.

La perte exergétique correspondante est donc, selon (II.40) :

$$\delta L_r = \frac{T_a}{T} \delta L \qquad (II.41)$$

Dans le cas où la température T est constante, nous obtenons, sous forme finie, la perte exergétique :

$$L_r = \frac{T_a}{T} R \qquad (II.42)$$

Cette perte représente le travail maximal qui aurait été obtenu si la transformation thermodynamique du système avait été effectuée de façon réversible, compte tenu de 1'exergie-chaleur qu'il faudrait fournir au système pour qu'il suive la même transformation thermodynamique. La relation (II.42) peut être contrôlée par le raisonnement suivant : la transformation réversible donnerait le travail supplémentaire [15] :

$$E^- = R \qquad (II.43)$$

Le chauffage destiné à remplacer l'énergie de frottement exigerait, selon l'exergie-chaleur:

$$E_q^+ = \theta R = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) R \qquad (II.44)$$

De sorte que le travail maximal serait:

$$E_{max}^- = E^- - E_q^+ = \frac{T_a}{T} R \qquad (II.45)$$

Ce qui correspond bien à l'expression (II.42) de la perte exergétique L_r.

La Figure II.3 représente la variation du rapport T_a/T et de la perte exergétique L_r en fonction de la température T avec en paramètre la température Ta de l'atmosphère. Nous constatons que :

- Pour $T_a = \infty$ nous avons $T_a/T = 0$ et la perte $L_r$est nulle.
- Pour $T_a < T < \infty$, nous avons $1 > T_a/T > 0$ et la perte est inférieure à la dissipation R, et cela d'autant moins que T est faible.
- Pour $T = T_a$ nous avons $T_a/T = 1$ et la perte est égale intégralement a la dissipation.
- Pour $0 < T_a < T$, nous avons $\infty > T_a/T > 1$ et la perte est supérieure à la dissipation.
- Pour $T_a = \infty$, nous avons $T_a/T = \infty$ et la perte est infinie.

Nous avons ainsi montré qu'une dissipation déterminée conduit à une perte exergétique d'autant plus faible qu'elle se produit à haute température. Cela se conçoit par le fait que l'exergie-chaleur correspondant à la chaleur de frottement est d'autant plus grande que cette dernière est engendrée à un niveau élevé [15].

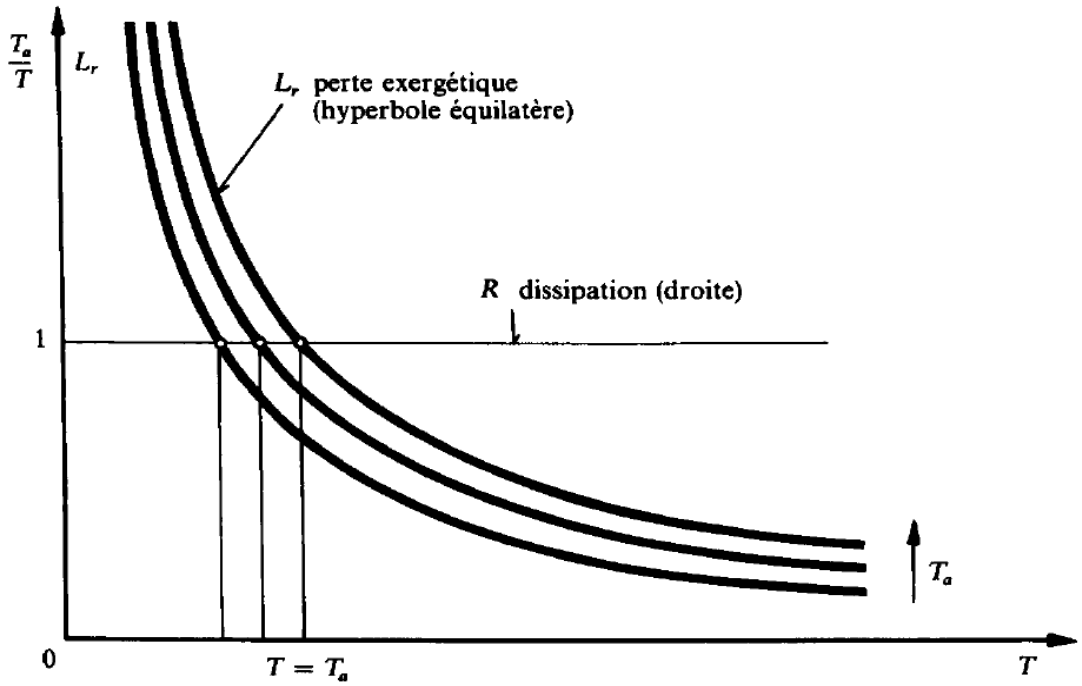


Figure II.3 Variation du rapport T_a/T et de la perte exergétique $L_r$en fonction de la température T, avec en paramètre la température $T_a$de l'atmosphère [15].

Corrélativement, la perte exergétique est d'autant plus élevée qu'elle se produit à basse température. Cela explique l'un des aspects des difficultés rencontrées dans la technique de très basses températures [15].

Dans le cas général ou la température T est variable, la perte exergétique en énergie L_r est donnée par la relation :

$$L_r = \int \frac{T_a}{T} \delta R \qquad (II.46)$$

La perte exergétique en puissance L_r est donnée de la même manière par la relation :

$$L_r = \int \frac{T_a}{T} \delta \dot{R} \qquad (II.47)$$

II.3.4. Rendement exergétique :

II.3.4.1. Définition :

Contrairement au bilan (II.12) exprimant la conservation de l'énergie, le bilan exergétique (II.34) met bien en évidence la notion de perte thermodynamique. II permet donc de définir la notion de rendement d'une façon claire et logique [15].

Le bilan (II.30) peut, si nous omettons les indices de sommation pour simplifier, être mis sous la forme :

$$\sum[\dot{E}^{-}] + \sum[\dot{E}_{q}^{-}] + \sum[\dot{E}_{y}^{-}] = \sum[\dot{E}^{+}] + \sum[\dot{E}_{q}^{+}] + \sum[\dot{E}_{y}^{+}] - L \qquad (II.48)$$

Ou toutes les prestations exergétiques données par le système figurent au premier membre et toutes les prestations exergétiques reçues par le système figurent au second membre.

La définition générale est alors:

Dans le cas où les bilans exergétiques sont donnés, non pas en puissance, mais en énergie, la définition générale du rendement exergétique d'un système quelconque est [15]:

$$\eta = \frac{\sum[\dot{E}^{-}] + \sum[\dot{Q}^{-}] + \dot{Q}_{a}^{-} + \sum[\dot{Y}^{-}]}{\sum[\dot{E}^{+}] + \sum[\dot{Q}^{+}] + \dot{Q}_{a}^{+} + \sum[\dot{Y}^{+}]} \qquad (II.49)$$

II.4. Conclusion :

Dans ce chapitre, une attention particulière a été dédiée à la description des approches énergétique et exergétique. L'approche exergétique qui combine entre les deux premiers principes de la thermodynamique permet de bien quantifier la qualité thermodynamique d'un système énergétique en évaluant toutes les pertes. En effet, elle tient compte des irréversibilités, ce qui permet de suivre la logique suivante :

Irréversibilité → naissance d'entropie → la qualité de l'énergie est affectée → perte.

Chapitre III

Etude exergétique d’une installation frigopompe

III.1. Introduction :

Ce chapitre porte essentiellement sur l'application d'analyse exergétique d'une nstallation de frigopompe avec sous-refroidisseur. En effet, on va évaluer les pertes thermodynamiques et le rendement exergétique pour chaque organe, ainsi que le rendement exergétique global.

III.2. Description de l'installation frigorifique objet d'étude :

Considérons une installation frigorifique à compression, fonctionnant avec de l'ammoniac.

Elle contient les éléments suivants :

1. Compresseur CB.
2. Refroidisseur.
3. Compresseur CH.
4. Condenseur.
5. Détendeur 1.
6. Séparateur.
7. Détendeur 2.
8. Evaporateur placé dans une chambre froide.

III.2.1. Schéma de principe de l'installation frigorifique étudié :

Le schéma de principe de l'installation frigorifique objet d'étude est donné par la Figure III.1.

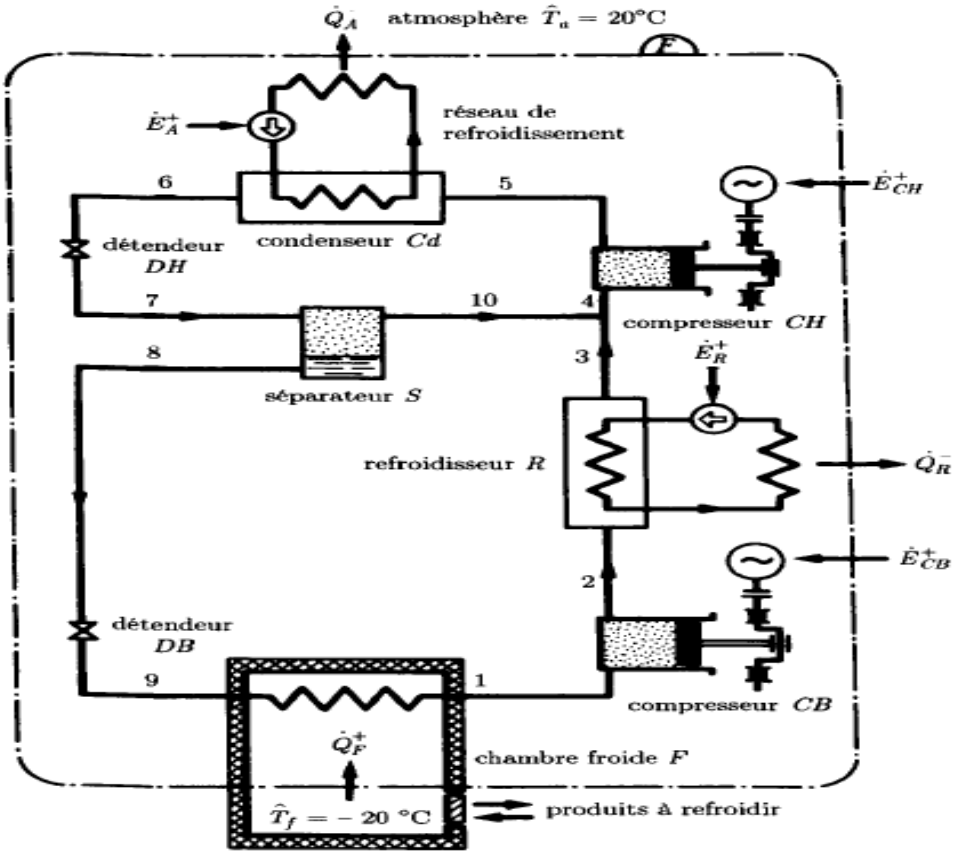


Figure III.1 : Schéma de principe de l'installation frigorifique.

III.2.2. Principe de fonctionnement :

L'installation frigorifique à compression, fonctionnant avec de l'ammoniac, est représentée par le schéma de la Figure III.9. Le fluide frigorigène utilisé comme gaz de travail traversant les organes de l'installation frigorifique est l'ammoniac (NH3). Ce fluide décrit un cycle fermé composé de 09 évolutions. Au cours de ces évolutions, le fluide frigorigène va subir des changements de phase (liquide-vapeur ou inversement) en traversant le condenseur et l'évaporateur. Au cours du cycle, l'ammoniac va se trouver à différentes pressions et températures. Les principales évolutions du gaz de travail sont donc :

- de 1 à 2 : à l'entrée du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur à basse pression. Le rôle du compresseur basse pression est de comprimer le fluide frigorigène (à l'état vapeur) qui voit sa température et sa pression augmentent. De plus, il permet de faire circuler le fluide frigorigène dans le circuit fermé. A la sortie du compresseur, le fluide frigorigène se trouve à un état vapeur à haute pression.

- de 2 à 3 : Le fluide frigorigène en état de vapeur à haute pression passe par un refroidisseur. Ce dernier fait abaisser la température du gaz chaud par utilisation de l'eau provenant d'une source externe. On obtient au point 3 un gaz à l'état vapeur (état gazeux) se trouvant à haute pression et à une température légèrement basse. .

- de 3 à 5 : Le gaz de l'état 3 va rejoindre le gaz provenant du séparateur pour que le mélange entre dans le compresseur HP. Ce dernier va comprimer le mélange gazeux et le gaz se trouve en sortie du compresseur (point 5) à une température et une pression qui sont élevées.

- de 5 à 6 : Le gaz sortant du compresseur HP se déplace vers le condenseur. Au niveau du condenseur, une grande partie de la chaleur gagnée par compression est cédée au profit de l'eau du circuit de refroidissement (les pertes au niveau du condenseur frigorifique sont donc élevées). Au cours de la condensation, un changement de phase s'effectue et le gaz se trouve en sortie du condenseur à l'état liquide. En effet, le gaz cède une énergie thermique importante.

- de 6 à 7 : A l'entrée du détendeur 1, le fluide frigorigène est à l'état liquide à haute pression. Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression ainsi que sa température vont

diminuer. Le détendeur permet également de régler le débit du fluide frigorigène parcourant le circuit fermé. Une détente de Joule-Thomson isenthalpique s'effectue de 6 à 7. On obtient un mélange liquide-vapeur. A la sortie du détendeur 1, le fluide frigorigène se trouve à l'état liquide à une basse pression.

- de 7 à 8 et de 7 à 10 : Le point 7 caractérise l'entrée du séparateur. Au niveau du séparateur le liquide se sépare du gaz. Le liquide sort du séparateur (point8) et le gaz sortant du séparateur (point 10) rejoint le gaz sortant du compresseur basse pression.

- de 8 à 9 : A l'entrée du détendeur 2, le fluide frigorigène se trouve en en état liquide à haute pression. Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur 2, il voit sa pression et sa température diminuent. Le détendeur 2 permet également de régler le débit de fluide frigorigène parcourant le circuit fermé.

- de 9 à 1 : L'entrée de l'évaporateur est caractérisée par le point 9. A ce niveau, le fluide frigorigène est en état liquide à basse pression. En parcourant l'évaporateur, le fluide frigorigène (à basse température) capte l'énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène s'évapore et passe à l'état vapeur. A la sortie de l'évaporateur, le fluide frigorigène en état gazeux à basse pression.

III.3. Analyse exergétique des principaux composants de l'installation frigorifique :

Dans cette partie, on va procéder à la prescription des principales étapes pour établir un bilan exergétique d'une installation frigorifique.

III.2.1. Analyse exergétique du compresseur CB :

La Figure III.2 représente le schéma du compresseur basse pression CB, consommant la puissance électrique $\dot{E}_{CB}^{+}$.

Hypothèses :

- Compresseur parfaitement calorifuge.
- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- Le régime de fonctionnement permanent.

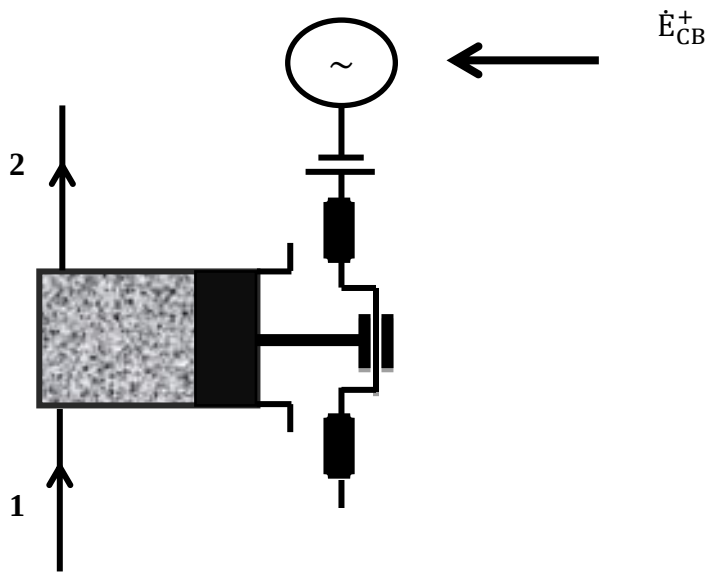


Figure III.2 : Schéma d'un compresseur CB.

II.3.1.1. Bilan exergétique du compresseur CB :

Il est donné par :

$$\dot{E}^{-} = \dot{E}_{w}^{+} + \dot{E}_{CB}^{+} - \dot{L} \rightarrow \dot{L} = \dot{E}_{w}^{+} + \dot{E}_{CB}^{+} - \dot{E}^{-} \qquad (III.1)$$

Avec :

- $\dot{E}_{w}^{+}$: Copuissance transformation reçue en [W].
- $\dot{L}$: Perte exergétique dans le compresseur en [W].
- $\dot{E}_{CB}^{+}$: Puissance électrique en [W].

La puissance $\dot{E}^{-}$ et la copuissance $\dot{E}_{w}^{+}$ sont données par :

$$\dot{E}_{w}^{+} = \sum \left[K_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_1 (K_2 - K_1) \qquad (III.2)$$

$$\dot{E}^{-} = \sum \left[h_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_1 (h_2 - h_1) \qquad (III.3)$$

Avec :

- $K_j = h_j - T_a . S_j$: Coenthalpie total massique en [J/Kg].
- h_j : Enthalpie total massique en [J / Kg].
- T_a : Température du milieu ambiant en [K].
- S_j : Entropie massique en [J /(K Kg)].
- $\dot{M}$: Débit massique en [Kg/ s].

III.3.1.1.a. La perte exergétique dans le compresseur CB :

La perte exergétique du compresseur est donnée par :

$$\dot{L} = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_{CB}^+ - \dot{E}^- \qquad \text{(III. 4)}$$

III.3.1.1.b. Le rendement exergétique du compresseur CB :

Il est donnée par :

$$\eta = \frac{\dot{E}_w^+}{\dot{E}^-} \qquad \text{(III. 5)}$$

III.3.2. Analyse exergétique du refroidisseur :

La Figure III.3 représente le schéma du refroidisseur R, éliminant la puissance-chaleur $\dot{Q}_R^-$ à la température Ta de l'atmosphère.

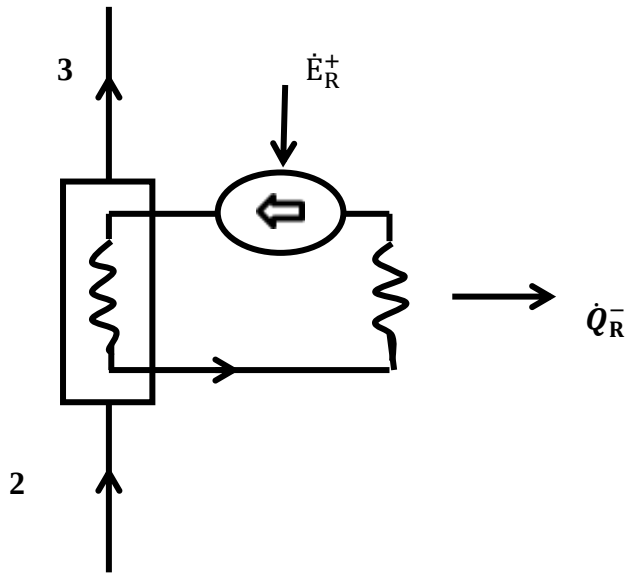


Figure III.3 Schéma d'un refroidisseur R.

Hypothèses :

- Refroidisseur parfaitement calorifuge.
- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- Le régime de fonctionnement permanent.
- La dissipation dans le refroidisseur est négligée.
- La puissance électrique $\dot{E}_R^+$ consommée par la pompe de circulation de réseaux de refroidisseur est négligée.

III.3.2.1. Bilan exergétique du refroidisseur :

Le bilan exergétique du refroidisseur est donné par :

$$\dot{E}_w^- = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_R^+ - \dot{L} \rightarrow \dot{L} = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_R^+ - \dot{E}_w^- \qquad (III.6)$$

Avec :

- $\dot{E}_w^+$: Copuissance transformation reçue au niveau du circuit gaz en [W].
- $\dot{E}_w^-$:Copuissance transformation reçue au niveau du circuit eau en [W].
- $\dot{L}$: Perte exergétique du refroidisseur en [W].
- $\dot{E}_R^+$: Puissance électrique consommée par la pompe de circulation du réseau de refroidisseur est négligée en [W].

La copuissance transformation reçue au niveau du circuit gaz est :

$$\dot{E}_w^+ = \sum \left[K_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_2 (K_2 - K_3) \qquad (III.7)$$

La copuissance transformation reçue au niveau du circuit eau est :

$$\dot{E}_w^- = \sum \left[k_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_e (k_s - k_e) \qquad (III.8)$$

Avec :

- $K_j = h_j - T_a . S_j$: Coenthalpie total massique en [J/Kg].
- T_a : Température du milieu ambiant en [K].
- S_j : Entropie massique en $[J\ /(K\ .\ Kg)]$.
- $\dot{M}$: Débit massique en $[Kg/\ s]$.

III.3.2.1.a. La perte exergétique dans le refroidisseur :

La perte exergétique du refroidisseur est donnée par :

$$\dot{L} = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_R^+ - \dot{E}_w^- \qquad (III.9)$$

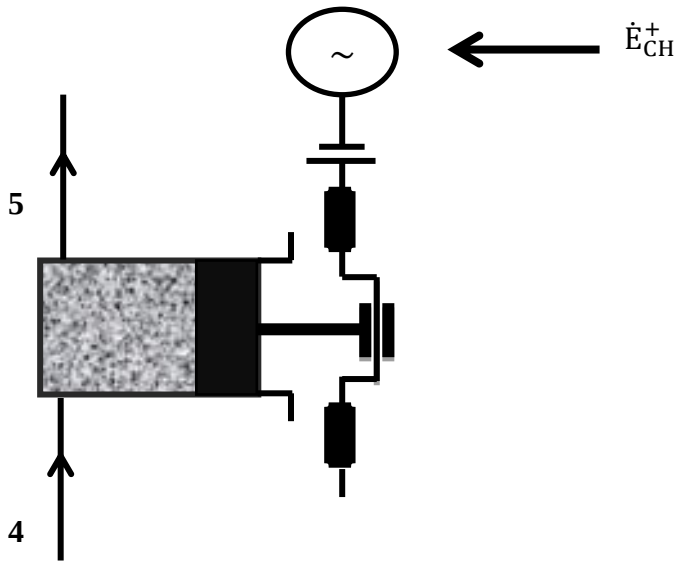
III.3.2.1.b. Le rendement exergétique du refroidisseur :

Il est donnée par :

$$\eta = \frac{\dot{E}_w^-}{\dot{E}_w^+} \qquad (III.10)$$

III.3.3. Analyse exergétique du compresseur CH :

La Figure III.4 représente le schéma du compresseur haute pression CH, consommant la puissance électrique $\dot{E}_{CH}^+$.



FigureIII.4 : Schéma d'un compresseur CH.

Hypothèses :

- Compresseur parfaitement calorifuge.
- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- Le régime de fonctionnement permanent.

III.3.3.1. Bilan exergétique du compresseur CH :

Il est donné par :

$$\dot{E}^{-} = \dot{E}_{w}^{+} + \dot{E}_{CH}^{+} - \dot{L} \rightarrow \dot{L} = \dot{E}_{w}^{+} + \dot{E}_{CH}^{+} - \dot{E}^{-} \qquad (III.11)$$

Avec :

- $\dot{E}_{w}^{+}$: Copuissance transformation reçue en [W].
- $\dot{L}$: Perte exergétique dans le compresseur en [W].
- $\dot{E}_{CH}^{+}$: Puissance électrique en [W].

La puissance $\dot{E}^{-}$et la copuissance $\dot{E}_{w}^{+}$ sont données par :

$$\dot{E}_{w}^{+} = \sum \left[K_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_4 (K_5 - K_4) \qquad (III.12)$$

$$\dot{E}^{-} = \sum \left[h_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_4 (h_5 - h_4) \qquad (III.13)$$

Avec :

- $K_j = h_j - T_a . S_j$: Coenthalpie total massique en [J/Kg].
- h_j : Enthalpie total massique en [J / Kg].
- T_a : Température du milieu ambiant en [K].
- S_j : Entropie massique en [J /(K Kg)].
- $\dot{M}$: Débit massique en [Kg/ s].

III.3.3.1.a. La perte exergétique dans le compresseur CH :

La perte exergétique du compresseur est :

$$\dot{L} = \dot{E}_{w}^{+} + \dot{E}_{CH}^{+} - \dot{E}^{-} \qquad (III.14)$$

III.3.3.1.b. Le rendement exergétique du compresseur CH :

Il est donnée par :

$$\eta = \frac{\dot{E}_{w}^{+}}{\dot{E}^{-}} \qquad (III.15)$$

III.3.4.Analyse exergétique du condenseur :

La Figure III.5 représente le schéma du condenseur Cd, éliminant la puissance $\dot{Q}_A^-$ à la température Ta de l'atmosphère :

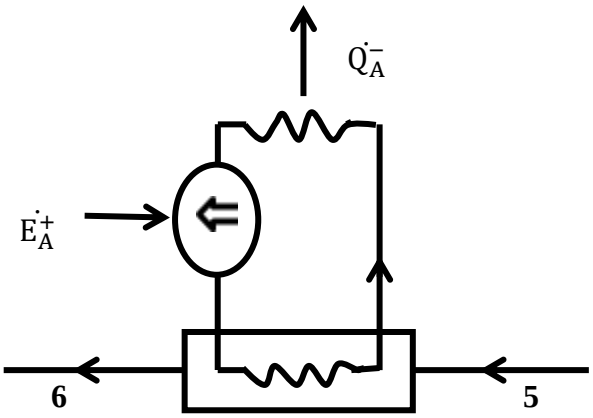


Figure III.5 Schéma d'un condenseur Cd.

Hypothèses :

- Condenseur parfaitement calorifuge.
- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- Le régime de fonctionnement permanent.
- La dissipation dans le refroidisseur est négligée.
- La puissance électrique $\dot{E}_A^+$ consommée par la pompe de circulation de réseaux de refroidisseur est négligée.

III.3.4.1. Bilan exergétique du condenseur :

Le bilan exergétique est donné par :

$$\dot{E}^- = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_A^+ - \dot{L} \rightarrow \dot{L} = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_A^+ - \dot{E}_w^- \qquad (III.16)$$

Avec :

- $\dot{E}_w^+$: Copuissance transformation reçue au niveau du gaz en [W].
- $\dot{E}_w^-$: Copuissance transformation reçue au niveau du circuit eau en [W].
- $\dot{L}$: Perte exergétique du condenseur en [W].
- $\dot{E}_A^+$: Puissance électrique consommée par la pompe de circulation du réseaux de refroidisseur est négligée en [W].

La copuissance transformation reçue au niveau du circuit gaz est donnée par :

$$\dot{E}_w^+ = \sum [K_j \dot{M}_j] = \dot{M}_5 (K_5 - K_6) \quad (III.17)$$

La copuissance transformation reçue au niveau du circuit eau donnée par :

$$\dot{E}_w^- = \sum [k_j \dot{M}_j] = \dot{M}_e (k_s - k_e) \quad (III.18)$$

Avec :

- $K_j = h_j - T_a . S_j$: Coenthalpie total massique en [J/Kg].
- T_a : Température du milieu ambiant en [K].
- S_j : Entropie massique en [J /(K Kg)].
- $\dot{M}$: Débit massique en [Kg / s].

III.3.4.1.a. La perte exergétique dans le condenseur :

La perte exergétique du condenseur est donc :

$$\dot{L} = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_A^+ - \dot{E}_w^- \quad (III.19)$$

III.3.4.1.b. Lerendement exergétique du condenseur :

Il est donnée par :

$$\eta = \frac{\dot{E}_w^-}{\dot{E}_w^+} \quad (III.20)$$

III.3.5. Analyse exergétique du détendeur DH à haute pression :

La Figure III.6 représente le schéma du détendeur DH :

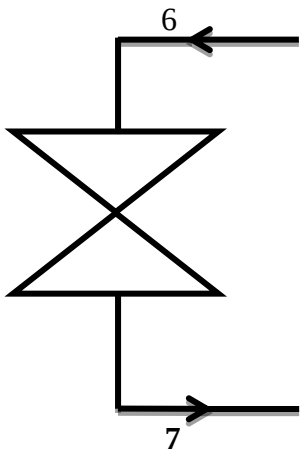


Figure III.6 Schéma d'un détendeur DH.

Hypothèses :

- Détendeur parfaitement calorifuge.
- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- Le régime de fonctionnement permanent.

III.3.5.1. Bilan exergétique du détendeur DH :

Le bilan exergétique du détendeur est donné par :

$$\dot{E}_w^+ - \dot{E}^- = \dot{L} \rightarrow \dot{E}^- = \dot{E}_w^+ - \dot{L} \qquad (III.21)$$

Avec :

- $\dot{E}_w^+$: Copuissance transformation reçue en [W].
- $\dot{L}$: Perte exergétique du détendeur en [W].

La puissance $\dot{E}^-$ et la copuissance $\dot{E}_w^+$ sont données par :

$$\dot{E}_w^+ = \sum [K_j \dot{M}_j] = \dot{M}_6 (K_6 - K_7) \qquad (III.22)$$

$$\dot{E}^- = \sum [h_j \dot{M}_j] = \dot{M}_6 (h_6 - h_7) \qquad (III.23)$$

Avec :

- $K_j = h_j - T_a . S_j$: Coenthalpie total massique en [J/Kg].
- h_j : Enthalpie total massique.
- T_a : Température du milieu ambiant.
- S_j : Entropie massique en $[J\ /(K\ Kg)]$.
- $\dot{M}$: Débit massique en $[Kg/\ s]$

III.3.5.1.a. Le rendement exergétique du détendeur DH :

Il est donnée par :

$$\eta = \frac{\dot{E}^{-}}{\dot{E}_{w}^{+}} \qquad (III.24)$$

III.3.6. Analyse exergétique du séparateur :

La Figure III.7 représente le schéma du séparateur S, recevant un mélange humide en 7 et donnant du liquide saturé en 8 et de la vapeur en 10 :

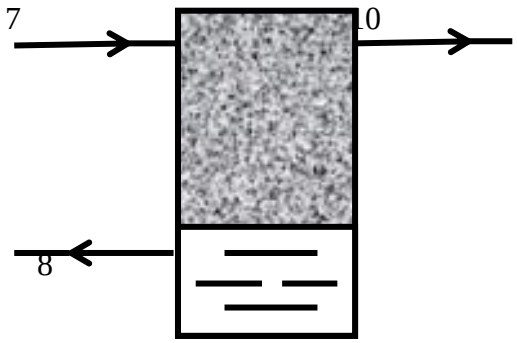


Figure III.7 Schéma d'un séparateur S.

Hypothèses :

- Séparateur parfaitement calorifuge.
- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- Le régime de fonctionnement permanent.
- La dissipation dans le séparateur est négligée.

III.3.6.1. Bilan exergétique du séparateur :

Le bilan exergétique du séparateur est :

$$\dot{E}^{+}_{w\alpha} - \dot{E}^{-}_{w\alpha} = \dot{L} \rightarrow \dot{E}^{-}_{w\alpha} = \dot{E}^{+}_{w\alpha} - \dot{L} \qquad (III.25)$$

Avec :

- $\dot{E}^{+}_{w\alpha}$: Copuissance transformation reçue au niveau du circuit gaz en [W].
- $\dot{E}^{-}_{w\alpha}$:Copuissance transformation reçue au niveau du circuit eau en [W].
- $\dot{L}$: Perte exergétique du séparateur en [W].

La copuissance transformation reçue au niveau du circuit gaz est :

$$\dot{E}^{+}_{w\alpha} = \sum \left[K_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_7 (K_{10} - K_7) \qquad (III.26)$$

La copuissance transformation reçue au niveau du circuit eau :

$$\dot{E}^{-}_{w\alpha} = \sum \left[k_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_7 K_7 - \dot{M}_8 K_8 \qquad (III.27)$$

Avec :

- $K_j = h_j - T_a . S_j$: Coenthalpie total massique en [J/Kg].
- T_a : Température du milieu ambiant en [J / Kg].
- S_j : Entropie massique en [K].
- $\dot{M}$: Débit massique en [Kg/ s].

III.3.6.1.a. La perte exergétique dans le séparateur :

La perte exergétique dans le séparateur est donnée par :

$$\dot{L} = \dot{E}^{+}_{w\alpha} - \dot{E}^{-}_{w\alpha} \qquad (III.28)$$

III.3.6.1.b. Le rendement exergétique du séparateur :

Il se calcule comme suit :

$$\eta = \frac{\dot{E}^{-}_{w\alpha}}{\dot{E}^{+}_{w\alpha}} \qquad (III.29)$$

III.3.7. Analyse exergétique du détendeur DB (basse pression) :

La Figure III.8 représente le schéma du détendeur basse pression DB :

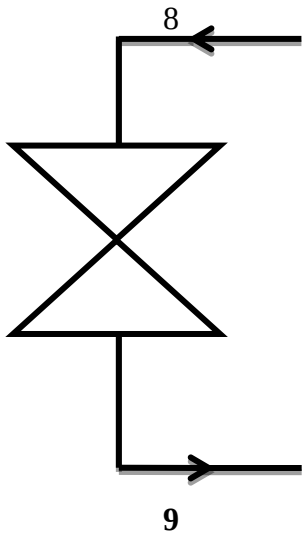


Figure III.8 Schéma d'un détendeur DB.

Hypothèses :

- Détendeur parfaitement calorifuge.
- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- Le régime de fonctionnement permanent.

III.3.7.1. Bilan exergétique du détendeur DB :

Le bilan exergétique du détendeur est donné par :

$$\dot{E}_w^+ - \dot{E}^- = \dot{L} \rightarrow \dot{E}^- = \dot{E}_w^+ - \dot{L} \qquad (III.30)$$

Avec :

- $\dot{E}_w^+$: Copuissance transformation reçue en [W].
- $\dot{L}$: Perte exergétique dans le détendeur en [W].

La puissance $\dot{E}^-$ et la copuissance $\dot{E}_w^+$ sont données par :

$$\dot{E}_w^+ = \sum [K_j \dot{M}_j] = \dot{M}_8 (K_8 - K_9) \qquad (III.31)$$

$$\dot{E}^- = \sum [h_j \dot{M}_j] = \dot{M}_8 (h_8 - h_9) \qquad (III.32)$$

Avec :

- $K_j = h_j - T_a . S_j$: Coenthalpie total massique en [J/Kg].
- h_j : Enthalpie total massique en [J / Kg].
- T_a : Température du milieu ambiant en [K].
- S_j : Entropie massique en [J /(K Kg)].
- $\dot{M}$: Débit massique en [Kg/ s].

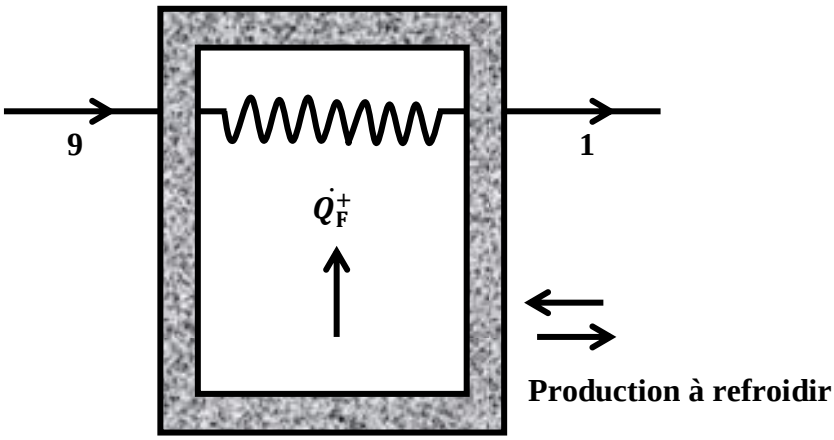
III.3.7.1.a. Le rendement exergétique du détendeur DB :

Il est donnée par :

$$\eta = \frac{\dot{E}^-}{\dot{E}_w^+} \qquad (III.33)$$

III.3.8. Analyse exergétique d'un évaporateur placé dans une chambre froide :

La Figure III.9 représente le schéma d'un évaporateur E placé dans une chambre froide F, permettant d'extraire la puissance-chaleur $\dot{Q}_F^+$ à la température T_f de l'air de la chambre :



FigureIII.9 : Schéma d'un évaporateur placé dans une chambre froide F.

Hypothèses :

- Evaporateur placé dans une chambre froideparfaitement calorifuge.
- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables.
- Le régime de fonctionnement permanent.
- La dissipation dans l'évaporateur placé dans une chambre froide est négligée.

III.3.8.1. Bilan exergétique d'évaporateur placé dans une chambre froide :

Il est donné par :

$$\dot{E}_w^+ - \dot{E}^- = \dot{L} \rightarrow \dot{E}^- = \dot{E}_w^+ - \dot{L} \qquad (III.34)$$

Avec :

- $\dot{E}_w^+$: Copuissance transformation reçue en [W].
- $\dot{L}$: Perte exergétique dans l'évaporateur en [W].

La puissance $\dot{E}^-$ et la copuissance $\dot{E}_w^+$ sont données par :

$$\dot{E}_w^+ = \sum \left[K_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_9(K_1 - K_9) \qquad (III.35)$$

$$\dot{E}^- = \sum \left[h_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_9(h_1 - h_9) \qquad (III.36)$$

Avec :

- $K_j = h_j - T_a . S_j$: Coenthalpie total massique en [J/Kg].
- h_j : Enthalpie total massique en [J / Kg].
- T_a : Température du milieu ambiant en [K].
- S_j : Entropie massique en [J /(K Kg)].
- $\dot{M}$: Débit massique en [Kg/ s].

III.3.8.1.a. Exergie-chaleur :

L'exergie-chaleur fournie aux produits à refroidir est donnée par :

$$\dot{E}_{qF}^- = \left(\frac{T_a}{T_f} - 1\right) \dot{Q}_F^+ \qquad (III.37)$$

Avec :

- $\dot{E}_{qF}^{-}$: L'exergie-chaleur en KW.
- T_f : Température de l'air de la chambre froide en K.
- $\dot{Q}_F^{+}$: Puissance de réfrigération en KW.

L'exergie- chaleur fournie par l'ammoniac est donc donnée par :

$$\dot{E}_{qE} = \dot{M}_9 \left(\left(\frac{T_a}{T_9} - 1 \right) (h_1'' - h_9) + \left(\frac{T_a}{\overline{T}} - 1 \right) (h_2 - h_1'') \right) \quad (III.38)$$

Avec :

- $\overline{T}$: La température moyenne en K.

La température moyenne est alors :

$$\overline{T} = \frac{(T_9 + T_2)}{2} \quad (III.39)$$

III.3.8.1.b. La perte exergétique dans l'évaporateur placé dans une chambre froide :

La perte par dissipation est donnée par :

$$\dot{L}_{rf} = \dot{E}_w^{+} - \dot{E}_{qE} \quad (III.40)$$

La perte par transfert-chaleur avec chute de température est donnée par :

$$\dot{L}_t = \dot{E}_{qE} - \dot{E}_{qF}^{-} \quad (III.41)$$

La perte exergétique dans l'évaporateur placé dans une chambre froide :

$$\dot{L} = \dot{L}_{rf} + \dot{L}_t \quad (III.42)$$

III.3.8.1.c. Le rendement exergétique de l'évaporateur :

Il se calcule comme suit :

$$\eta = \frac{\dot{E}_{qF}^{-}}{\dot{E}_w^{+}} \quad (III.43)$$

III.3.9. Efficacité de réfrigération :

L'efficacité de réfrigération de l'installation est donnée par :

$$\epsilon_f = \frac{\dot{Q}_F^+}{C_P} \qquad (III.44)$$

- $\dot{Q}_F^+$: Puissance de réfrigération en KW.
- C_P: puissance énergétique consommée par l'installation en KW.

$$C_P = \dot{E}_{CB}^+ + \dot{E}_R^+ + \dot{E}_{CH}^+ + \dot{E}_A^+ \qquad (III.45)$$

III.3.10. La perte totale $\dot{L}_t$ dans l'installation :

La perte totale n'est que la somme des pertes. Elle est donnée par :

$$\dot{L}_t = \dot{L}_{CB} + \dot{L}_{\mathbf{R}} + \dot{L}_{CH} + \dot{L}_{\mathbf{Cd}} + \dot{L}_{\mathbf{S}} + \dot{L}_E \qquad (III.46)$$

III.3.10.1. Contribution de la perte dans le compresseur CB :

Elle s'estime par :

$$\frac{\dot{L}_{CB}}{\dot{L}_t} = \% \qquad (III.43)$$

III.3.10.2. Contribution de la perte dans le refroidisseur R :

$$\frac{\dot{L}_R}{\dot{L}_t} = \% \qquad (III.44)$$

III.3.10.3. Contribution de la perte dans le compresseur CH :

$$\frac{\dot{L}_{CH}}{\dot{L}_t} = \% \qquad (III.45)$$

III.3.10.4. Contribution de la perte dans le condenseur Cd :

$$\frac{\dot{L}_{Cd}}{\dot{L}_t} = \% \qquad (III.46)$$

III.3.10.5. Contribution de la perte dans le séparateur S :

$$\frac{\dot{L}_S}{\dot{L}_t} = \% \qquad (III.47)$$

III.3.10.6. Contribution de la perte dans l'évaporateur :

$$\frac{\dot{L}_E}{\dot{L}_t} = \% \qquad (III.48)$$

III.3.11. Le rendement exergétique totale d'installation de frigopompe avec sous-refroidisseur :

Il est donné par :

$$\eta = \frac{\dot{E}_{qF}^{-}}{C_P} = \frac{\dot{E}_{qF}^{-}}{\dot{E}_{CB}^{+} + \dot{E}_{R}^{+} + \dot{E}_{CH}^{+} + \dot{E}_{A}^{+}} \qquad (III.49)$$

- $\dot{E}_{qF}^{-}$: L'exergie-chaleur en KW.
- C_P : puissance énergétique consommée par l'installation en KW.

III.4. Application de l'analyse exergétique sur l'installation frigorifique :

L'analyse exergétique des différents éléments de l'installation est faite afin de déterminer le rendement exergétique global.

III.4.1. Propriétés thermodynamiques des points figuratifs :

Elles sont regroupées dans le Tableau III.1.

Point	P [MPa]	$\widehat{T}$ [°C]	H [KJ/Kg]	S [KJ/Kg.°C] ou [KJ/Kg.°K]	$\dot{M}$ [Kg/s]
1	0.15	-25.21	1550	6.37	$8.17 . 10^{-3}$
2	0.45	73.11	1775	6.56	$8.17 . 10^{-3}$
3	0.45	30.00	1675	6.31	$8.17 . 10^{-3}$
4	0.45	27.40	1650	6.25	$8.953 . 10^{-3}$
5	1.1	115.84	1850	6.38	$8.953 . 10^{-3}$
6	1.1	25.00	420	1.75	$8.953 . 10^{-3}$
7	0.45	1.26	420	1.77	$8.953 . 10^{-3}$
8	0.45	1.26	320	1.30	$8.17 . 10^{-3}$
9	0.15	-25.21	320	1.40	$8.17 . 10^{-3}$
10	0.45	1.26	1575	5.99	$8.953 . 10^{-3}$

* La fonction entropie S s'exprime en [KJ/Kg.°C] ou en [KJ/Kg.°K]. Quelque soit le système d'unité, la valeur numérique ne change pas.

Tableau III.1 Propriétés thermodynamiques.

- Etats thermodynamique de la vapeur surchauffée d'ammoniac : Tableau III.2.

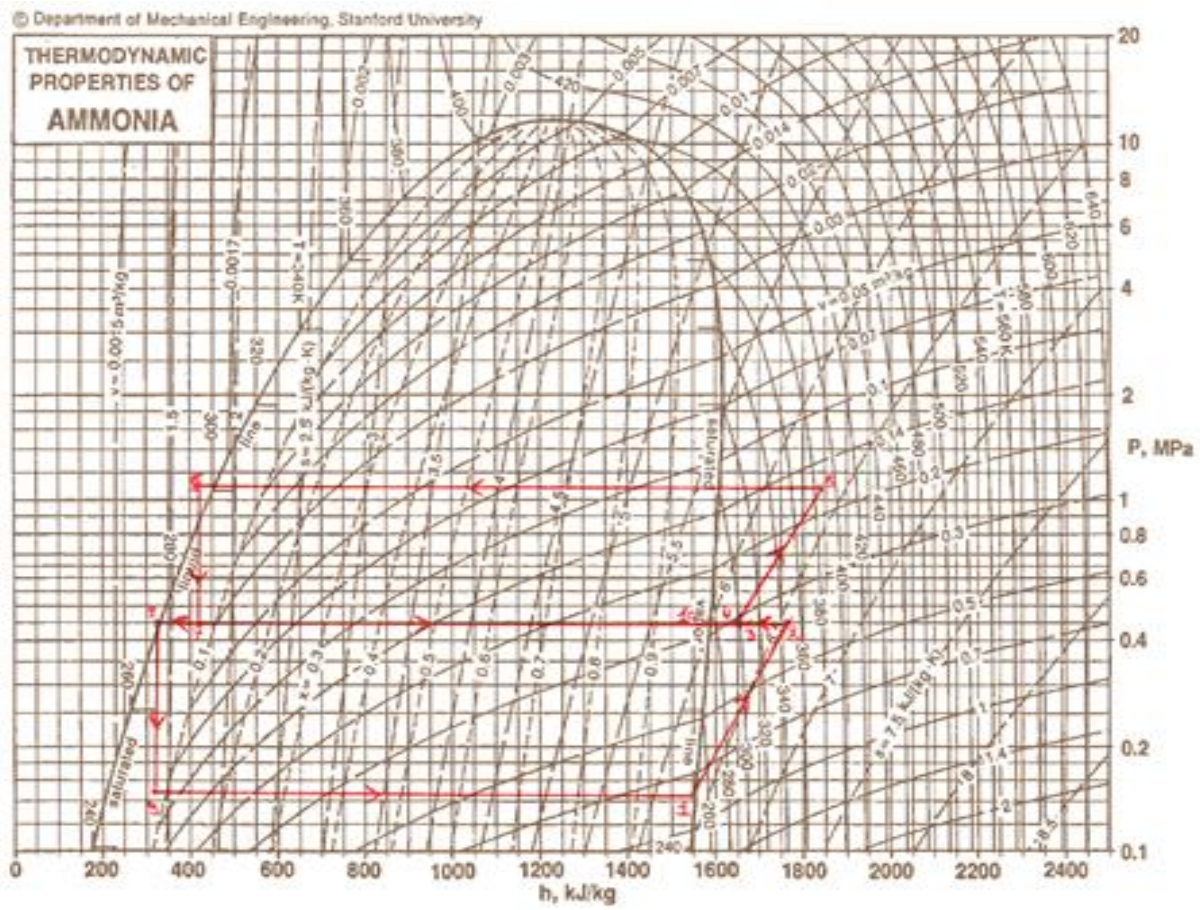
P [bar]	$\widehat{T}$ [°C]	h' [KJ/Kg]	h'' [KJ/Kg]	s' [KJ/ Kg.°C] ou [KJ/Kg.°K]	s'' [KJ/ (K Kg)] ou [KJ/Kg.°K]
1.5	-25.21	220	1550	0.4	6.37
4.5	1.26	320	1575	1.30	5.99
11	28.03	450	1620	1.80	5.60

Tableau III.2 Propriétés thermodynamiques de la vapeur surchauffée d'ammoniac.

- Etat atmosphérique : $P_a = 1\text{bar}$ et $\widehat{T}_a = 20\ °C$
- Température de l'air de la chambre froide :$\widehat{T}_f = -20\ °C$
- Chaleur spécifique de l'ammoniac liquide : $c = 4.58\ KJ/(K\ Kg)$
- Puissance de réfrigération : $\dot{Q}_F^+ = 10KW$

- Puissance électrique du moteur du compresseur BP : $\dot{E}_{CB}^{+} = 2\ \left[\frac{KJ}{s}\right] = [Kw]$
- Puissance électrique du moteur du compresseur HP : $\dot{E}_{CH}^{+} = 2\ \left[\frac{KJ}{s}\right] = [Kw]$

III.4.2. Diagramme (P-h) :



FigureIII.10 : Diagramme P-h de la machine frigorifique.

III.4.3. Bilan exergétique du compresseur CB :

Le bilan exergétique s'exprime par :

$$\dot{E}^{-} = \dot{E}_{w}^{+} + \dot{E}_{CB}^{+} - \dot{L} \rightarrow \dot{L} = \dot{E}_{w}^{+} + \dot{E}_{CB}^{+} - \dot{E}^{-} \qquad (III.50)$$

<u>Calcul des termes de l'équation (III.50) :</u>

- La copuissance transformation reçue :

$$\dot{E}_{w}^{+} = \sum [K_j \dot{M}_j]$$

$$\dot{E}_{w}^{+} = \dot{M}_1 (K_2 - K_1)$$

$$K_1 = h_1 - T_a . S_1 \rightarrow K_1 = 1550 - 20(6.37) = 1422.6 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$K_2 = h_2 - T_a . S_2 \rightarrow K_2 = 1775 - 20(6.56) = 1643.8 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$\dot{E}_w^+ = 8.17 . 10^{-3}(1643.8 - 1422.6) = 1.807 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.807 \text{ [Kw]}$$

$$\boxed{\dot{E}_w^+ = 1.807 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.807 \text{[Kw]}}$$

- La puissance transformation reçue :

$$\dot{E}^- = \sum \left[h_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_1 (h_2 - h_1)$$

$$\dot{E}^- = 8.17 . 10^{-3}(1775 - 1550) = 1.838 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.838 \text{ [Kw]}$$

$$\boxed{\dot{E}^- = 1.838 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.838 \text{[Kw]}}$$

III.4.3.a. La perte exergétique dans le compresseur CB :

$$\dot{L} = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_{CB}^+ - \dot{E}^-$$

$$\dot{L} = 1.807 + 2 - 1.838 = 1.969 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.969 \text{ [Kw]}$$

$$\boxed{\dot{L} = 1.969 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.969 \text{ [Kw]}}$$

III.4.3.b. Le rendement exergétique du compresseur CB :

$$\eta = \frac{\dot{E}_w^+}{\dot{E}^-} = \frac{1.807}{1.838} = 0.983 = 98.3 \%$$

$$\boxed{\eta = 0.983 = 98.3 \%}$$

III.4.4.Bilan exergétique du refroidisseur :

Le bilan exergétique s'exprime par :

$$\dot{E}_w^- = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_R^+ - \dot{L} \rightarrow \dot{L} = \dot{E}_w^- - \dot{E}_w^+ - \dot{E}_R^+ \qquad (III.51)$$

Calcul des termes de l'équation (III.51) :

- La copuissance transformation reçue au niveau du circuit gaz :

$$\dot{E}_w^+ = \sum [K_j \dot{M}_j]$$

$$\dot{E}_w^+ = \dot{M}_2(K_2 - K_3)$$

$$K_2 = h_2 - T_a . S_2 \rightarrow K_2 = 1775 - 20(6.56) = 1643.8 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$K_3 = h_3 - T_a . S_3 \rightarrow K_3 = 1675 - 20(6.31) = 1548.8 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$\dot{E}_w^+ = 8.17 . 10^{-3}(1643.8 - 1548.8) = 0.776 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0.776 \text{ [Kw]}$$

$$\boxed{\dot{E}_w^+ = 0.776 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0.776 \text{ [Kw]}}$$

- La copuissance transformation reçue au niveau du circuit eau :

$$\dot{E}_w^- = \sum [k_j \dot{M}_j] = \dot{M}_e(k_s - k_e)$$

$$K_e = h_e - T_a . S_e \rightarrow K_e = 69{,}42 - 20(0{,}2462) = 64{,}496 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$K_s = h_s - T_a . S_s \rightarrow K_s = 79.77 - 20(0.2821) = 74.12 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$\dot{E}_w^- = 70 . 10^{-3}(74.12 - 64.496) = 0.674 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0.674 \text{ [Kw]}$$

$$\boxed{\dot{E}_w^- = 0.674 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0.674 \text{ [Kw]}}$$

III.4.4.a. La perte exergétique dans le refroidisseur :

$$\dot{L} = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_R^+ - \dot{E}_w^-$$

- La puissance électrique $\dot{E}_R^+$ consommée par la pompe de circulation du réseaux de refroidisseur est négligée.

$$\dot{L} = 0.776 + 0 - 0.67 = 0.106 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0.106 \text{ [Kw]}$$

$$\boxed{\dot{L} = 0.106 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0.106 \text{ [Kw]}}$$

III.4.4.b. Le rendement exergétique du refroidisseur :

$$\eta = \frac{\dot{E}_w^-}{\dot{E}_w^+} = \frac{0.674}{0.776} = 0.868 = 86.8\ \%$$

$$\boxed{\eta = 0.868 = 86.8\ \%}$$

III.4.5. Bilan exergétique du compresseur CH :

$$\dot{E}^- = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_{CH}^+ - \dot{L} \rightarrow \dot{L} = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_{CH}^+ - \dot{E}^- \qquad (III.52)$$

<u>Calcul des termes de l'équation (III.52) :</u>

- La copuissance transformation reçue :

$$\dot{E}_w^+ = \sum \left[K_j \dot{M}_j\right]$$

$$\dot{E}_w^+ = \dot{M}_4 (K_5 - K_4)$$

$$K_4 = h_4 - T_a . S_4 \rightarrow K_4 = 1650 - 20(6.25) = 1525 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$K_5 = h_5 - T_a . S_5 \rightarrow K_5 = 1850 - 20(6.38) = 1722.4 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$\dot{E}_w^+ = 8.953 . 10^{-3}(1722.4 - 1525) = 1.767 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.767\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{E}_w^+ = 1.767 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.767\ [Kw]}$$

- La puissance transformation reçue :

$$\dot{E}^- = \sum \left[h_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_4 (h_5 - h_4)$$

$$\dot{E}^- = 8.953 . 10^{-3}(1850 - 1650) = 1.790 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.790\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{E}^- = 1.790 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.790\ [Kw]}$$

III.4.5.a. La perte exergétique dans le compresseur CH :

$$\dot{L} = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_{CH}^+ - \dot{E}^-$$

$$\dot{L} = 1.767 + 2 - 1.790 = 1.977 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.977\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{L} = 1.977 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.977\ [Kw]}$$

III.4.5.b. Le rendement exergétique du compresseur CH :

$$\eta = \frac{\dot{E}_w^+}{\dot{E}^-} = \frac{1.767}{1.790} = 0.987$$

$$\boxed{\eta = 0.987 = 98.7\ \%}$$

III.4.6. Bilan exergétique du condenseur :

$$\dot{E}_w^- = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_A^+ \dot{L} \rightarrow \dot{L} = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_A^+ - \dot{E}_w^- \qquad (III.53)$$

<u>Calcul des termes de l'équation (III.53) :</u>

- La copuissance transformation reçue au niveau du circuit gaz :

$$\dot{E}_w^+ = \sum \left[K_j \dot{M}_j\right] = \dot{M}_5 (K_5 - K_6)$$

$$\dot{E}_w^+ = \dot{M}_5 (K_5 - K_6)$$

$$K_5 = h_5 - T_a . S_5 \rightarrow K_5 = 1850 - 20(6.38) = 1722.4 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$K_6 = h_6 - T_a . S_6 \rightarrow K_6 = 420 - 20(1.75) = 385 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$\dot{E}_w^+ = 8.953 . 10^{-3} (1722.4 - 385) = 11.973 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 11.973\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{E}_w^+ = 11.973 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 11.973\ [Kw]}$$

- La puissance transformation reçue au niveau du circuit eau :

$$\dot{E}_w^- = \sum \left[k_j \dot{M}_j\right]$$

$$\dot{E}_w^- = \dot{M}_5 (k_s - k_e)$$

$$K_e = h_e - T_a . S_e \rightarrow K_e = 69{,}42 - 20(0{,}2462) = 64{,}496 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$K_s = h_s - T_a . S_s \rightarrow K_s = 94.90 - 20(0.3334) = 88{,}232 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$\dot{E}_w^- = 70\,.\,10^{-3}(88{,}232 - 64{,}496) = 1.661\left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.661\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{E}_w^- = 1.661\ \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.661[Kw]}$$

III.4.6.a. La perte exergétique dans le condenseur :

$$\dot{L} = \dot{E}_w^+ + \dot{E}_A^+ - \dot{E}_w^-$$

- La puissance électrique $\dot{E}_A^+$ consommée par la pompe de circulation du réseaux de refroidisseur est négligée.

$$\dot{L} = 11.973 + 0 - 1.661 = 10.312\ \left[\frac{KJ}{s}\right] = 10.312\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{L} = 10.312\ \left[\frac{KJ}{s}\right] = 10.312\ [Kw]}$$

III.4.6.b. Le rendement exergétique du condenseur :

$$\eta = \frac{\dot{E}_w^-}{\dot{E}_w^+} = \frac{1.661}{11.973} = 0.138 = 13.8\ \%$$

$$\boxed{\eta = 0.138 = 13.8\,\%}$$

III.4.7. Bilan exergétique du détendeur DH :

Le bilan exergétique s'exprime par :

$$\dot{E}_w^+ - \dot{E}^- = \dot{L}\ \rightarrow \dot{E}^- = \dot{E}_w^+ - \dot{L} \qquad (III.54)$$

<u>Calcul des termes de l'équation (III.54) :</u>

- La copuissance transformation reçue :

$$\dot{E}_w^+ = \sum\left[K_j\dot{M}_j\right] = \dot{M}_6(K_6 - K_7)$$

$$\dot{E}_w^+ = \dot{M}_6(K_6 - K_7)$$

$$K_6 = h_6 - T_a.S_6 \rightarrow\ K_6 = 420 - 20(1.75) = 385\ \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$K_7 = h_7 - T_a.S_7 \rightarrow\ K_7 = 420 - 20(1.77) = 384.6\ \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$\dot{E}_w^+ = 8.953\,.\,10^{-3}(385 - 384.6) = 0.003\ \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0.003\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{E}_w^+ = 0.003\ \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0.003\ [Kw]}$$

- La puissance transformation reçue :

$$\dot{E}^- = \sum\left[h_j\dot{M}_j\right]$$

$$\dot{E}^- = \dot{M}_6(h_6 - h_7)$$

$$\dot{E}^- = 8.953\,.\,10^{-3}(420 - 420) = 0\ \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{E}^- = 0\ \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0\ [Kw]}$$

III.4.7.a. Le rendement exergétique du détendeur DH :

$$\eta = \frac{\dot{E}^-}{\dot{E}_w^+} = \frac{0}{0.003} = 0 = 0\ \%$$

$$\boxed{\eta = 0 = 0\ \%}$$

III.4.8. Bilan exergétique du séparateur :

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ - \dot{E}_{w\alpha}^- = \dot{L}\ \rightarrow \dot{E}_{w\alpha}^- = \dot{E}_{w\alpha}^+ - \dot{L} \qquad (III.55)$$

<u>Calcul des termes de l'équation (III.55) :</u>

La copuissance transformation reçue au niveau du circuit gaz :

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = \sum\left[K_j\dot{M}_j\right] = \dot{M}_7(K_{10} - K_7)$$

$$K_7 = h_7 - T_a.S_7 \rightarrow\ K_7 = 420 - 20(1.77) = 384.6\ \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$K_{10} = h_{10} - T_a.S_{10} \rightarrow\ K_{10} = 1575 - 20(5.99) = 1455.2\ \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^+ = 8.953\,.\,10^{-3}(1455.2 - 384.6) = 9.585\ \left[\frac{KJ}{s}\right] = [9.585\ Kw]$$

$$\boxed{\dot{E}_{w\alpha}^+ = 9.585\ \left[\frac{KJ}{s}\right] = 9.585\ [Kw]}$$

La copuissance transformation reçue au niveau du circuit eau :

$$\dot{E}_{w\alpha}^{-} = \sum[k_j \dot{M}_j] = \dot{M}_7 K_7 - \dot{M}_8 K_8$$

$$K_7 = h_7 - T_a . S_7 \rightarrow K_7 = 420 - 20(1.77) = 384.6 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$K_8 = h_8 - T_a . S_8 \rightarrow K_8 = 320 - 20(1.30) = 294 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$\dot{E}_{w\alpha}^{+} = 8.953 . 10^{-3}(384.6) - 8.17. 10^{-3}(294) = 1.041 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.041[Kw]$$

$$\boxed{\dot{E}_{w\alpha}^{-} = 1.041 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 1.041[Kw]}$$

III.4.8.a. La perte exergétique dans le séparateur :

$$\dot{L} = \dot{E}_{w\alpha}^{+} - \dot{E}_{w\alpha}^{-}$$

$$\dot{L} = 9.585 - 1.041 = 8.544 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 8.544 \text{ [Kw]}$$

$$\boxed{\dot{L} = 8.544 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 8.544 \text{ [Kw]}}$$

III.4.8.b. Le rendement exergétique du séparateur :

$$\eta = \frac{\dot{E}_{w\alpha}^{-}}{\dot{E}_{w\alpha}^{+}} = \frac{1.041}{9.585} = 0.108 = 10.8\ \%$$

$$\boxed{\eta = 0.108 = 10.8\ \%}$$

III.4.9. Bilan exergétique du détendeur DB :

$$\dot{E}_w^{+} - \dot{E}^{-} = \dot{L} \rightarrow \dot{E}^{-} = \dot{E}_w^{+} - \dot{L} \qquad (III.56)$$

<u>Calcul des termes de l'équation (III.56) :</u>

- La copuissance transformation reçue :

$$\dot{E}_w^{+} = \sum[K_j \dot{M}_j] = \dot{M}_8(K_8 - K_9)$$

$$\dot{E}_w^{+} = \dot{M}_8(K_8 - K_9)$$

$$K_8 = h_8 - T_a.S_8 \rightarrow K_8 = 320 - 20(1.30) = 294 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$K_9 = h_9 - T_a.S_9 \rightarrow K_9 = 320 - 20(1.40) = 292 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$\dot{E}_w^+ = 8.17.10^{-3}(294 - 292) = 0.016 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0.016 \text{ [Kw]}$$

$$\boxed{\dot{E}_w^+ = 0.016 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0.016 \text{ [Kw]}}$$

- La puissance transformation reçue :

$$\dot{E}^- = \sum\left[h_j\dot{M}_j\right]$$

$$\dot{E}^- = \dot{M}_8(h_8 - h_9)$$

$$\dot{E}^- = 8.17\,.10^{-3}(320 - 320) = 0 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0 \text{ [Kw]}$$

$$\boxed{\dot{E}^- = 0 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 0 \text{ [Kw]}}$$

III.4.9.a. Le rendement exergétique du détendeur DB :

$$\eta = \frac{\dot{E}^-}{\dot{E}_w^+} = \frac{0}{0.016} = 0 = 0\ \%$$

$$\boxed{\eta = 0 = 0\ \%}$$

III.4.10. Bilan exergétique de l'évaporateur :

$$\dot{E}_w^+ - \dot{E}^- = \dot{L} \rightarrow \dot{E}^- = \dot{E}_w^+ - \dot{L} \qquad \text{(III. 57)}$$

<u>Calcul des termes de l'équation (III.57) :</u>

- La copuissance transformation reçue :

$$\dot{E}_w^+ = \sum\left[K_j\dot{M}_j\right] = \dot{M}_9(K_1 - K_9)$$

$$K_1 = h_1 - T_a.S_1 \rightarrow K_1 = 1550 - 20(6.37) = 1422.6 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$K_9 = h_9 - T_a.S_9 \rightarrow K_9 = 320 - 20(1.40) = 292 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]$$

$$\dot{E}_w^+ = 8.17\,.\,10^{-3}(1422.6 - 292) = 9.237\left[\frac{KJ}{s}\right] = 9.237\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{E}_w^+ = 9.237\left[\frac{KJ}{s}\right] = 9.237\ [Kw]}$$

- La puissance transformation reçue :

$$\dot{E}^- = \sum\left[h_j\dot{M}_j\right] = \dot{M}_9(h_1 - h_9)$$

$$\dot{E}^- = 8.17\,.\,10^{-3}(1550 - 320) = 10.049\left[\frac{KJ}{s}\right] = 10.049\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{E}^- = 10.049\left[\frac{KJ}{s}\right] = 10.049\ [Kw]}$$

III.4.10.a. Exergie-chaleur :

L'exergie-chaleur fournie aux produits à refroidir :

$$\dot{E}_{qF}^- = \left(\frac{T_a}{T_f} - 1\right)\dot{Q}_F^+$$

$$\dot{E}_{qF}^- = \left(\frac{293}{253} - 1\right)10 = 1.581\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{E}_{qF}^- = 1.581[Kw]}$$

L'exergie- chaleur fournie par l'ammoniac :

$$\dot{E}_{qE} = \dot{M}_9\left(\left(\frac{T_a}{T_9} - 1\right)(h_1'' - h_9) + \left(\frac{T_a}{\overline{T}} - 1\right)(h_2 - h_1'')\right)$$

La température moyenne est :

$$\overline{T} = \frac{(T_9 + T_2)}{2} = \frac{(247.79 + 346.11)}{2} = 296.95\ [K]$$

$$\boxed{\overline{T} = 296.95\ K}$$

$$\dot{E}_{qE} = 8.17\,.\,10^{-3}\left(\left(\frac{293}{247.79}-1\right)(1550-320)+\left(\frac{293}{296.95}-1\right)(1775-1550)\right)$$

$$\boxed{\dot{E}_{qE} = 1.804\left[\frac{KJ}{s}\right] = [Kw]}$$

III.4.10.b. La perte exergétique dans l'évaporateur :

La perte par dissipation est donnée par :

$$\dot{L}_{rf} = \dot{E}_{w}^{+} - \dot{E}_{qE}$$

$$\dot{L}_{rf} = 9.237 - 1.804 = 7.433\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{L}_{rf} = 7.433\ [Kw]}$$

La perte par transfert-chaleur avec chut de température est donnée par :

$$\dot{L}_{t} = \dot{E}_{qE} - \dot{E}_{qF}^{-}$$

$$\dot{L}_{t} = 1.804 - 1.581 = 0.223\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{L}_{t} = 0.223\ [Kw]}$$

La perte exergétique dans l'évaporateur est donc :

$$\dot{L} = \dot{L}_{rf} + \dot{L}_{t}$$

$$\dot{L} = 7.433 + 0.223 = 7.656\left[\frac{KJ}{s}\right] = [7.656\ Kw]$$

$$\boxed{\dot{L} = 7.656\left[\frac{KJ}{s}\right] = 7.656\ [Kw]}$$

III.4.10.c. Le rendement exergétique de l'évaporateur :

$$\eta = \frac{\dot{E}_{qF}^{-}}{\dot{E}_{w}^{+}} = \frac{1.581}{9.237} = 0.171 = 17.1\ \%$$

$$\boxed{\eta = 0.171 = 17.1\ \%}$$

III.4.11. Efficacité de réfrigération :

L'efficacité de réfrigération de l'installation :

$$\epsilon_f = \frac{\dot{Q}_F^+}{C_P}$$

La puissance énergétique consommée par l'installation :

$$C_P = \dot{E}_{CB}^+ + \dot{E}_R^+ + \dot{E}_{CH}^+ + \dot{E}_A^+$$

$$C_P = 2 + 0 + 2 + 0 = 4$$

$$\epsilon_f = \frac{10}{4} = 2.5 = 250\ \%$$

$$\boxed{\epsilon_f = 2.5 = 250\ \%}$$

III.4.12. La perte totale $\dot{L}_t$dans l'installation :

$$\dot{L}_t = \dot{L}_{CB} + \dot{L}_{\mathbf{R}} + \dot{L}_{CH} + \dot{L}_{\mathbf{Cd}} + \dot{L}_{\mathbf{S}} + \dot{L}_{rf}$$

$$\dot{L}_t = 1.969 + 0.106 + 1.969 + 10.312 + 8.544 + 7.656 = 30.556 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 30.556\ [Kw]$$

$$\boxed{\dot{L}_t = 30.556 \left[\frac{KJ}{s}\right] = 30.556\ [Kw]}$$

III.4.12.1. Contribution de la perte dans le compresseur CB :

$$\frac{\dot{L}_{CB}}{\dot{L}_t} = \frac{1.969}{30.556} = 0.064 = 6.4\ \%$$

III.4.12.2. Contribution de la perte dans le refroidisseur R :

$$\frac{\dot{L}_R}{\dot{L}_t} = \frac{0.106}{30.556} = 0.003 = 0.3\ \%$$

III.4.12.3. Contribution de la perte dans le compresseur CH :

$$\frac{\dot{L}_{CH}}{\dot{L}_t} = \frac{1.969}{30.556} = 0.064 = 6.4\ \%$$

III.4.12.4. Contribution de la perte dans le condenseur Cd :

$$\frac{\dot{L}_{Cd}}{\dot{L}_t} = \frac{10.312}{30.556} = 0.337 = 33.7\ \%$$

III.4.12.5. Contribution de la perte dans le séparateur S :

$$\frac{\dot{L}_S}{\dot{L}_t} = \frac{8.544}{30.556} = 0.279 = 27.9\ \%$$

III.4.12.6. Contribution de la perte dans l'évaporateur :

$$\frac{\dot{L}_E}{\dot{L}_t} = \frac{7.656}{30.556} = 0.250 = 25\ \%$$

III.4.13. Le rendement exergétique totale d'installation frigorifique :

$$\eta = \frac{\dot{E}_{qF}^{-}}{C_P} = \frac{\dot{E}_{qF}^{-}}{\dot{E}_{CB}^{+} + \dot{E}_{R}^{+} + \dot{E}_{CH}^{+} + \dot{E}_{A}^{+}}$$

$$\eta = \frac{1.581}{2+0+2+0} = \frac{1.581}{4} = 0.395 = 39.5\ \%$$

$$\boxed{\eta = 39.5\ \%}$$

III.4.14. Tableau récapitulatif de l'ensemble des calculs :

Elément	Paramètre physique	Valeur en [KW]	Perte exergétique [KW]	Rendement [%]
Compresseur CB	Copuissance	1.807	1.979	98.3
	Puissance	1.838		
Refroidisseur R	Copuissance du circuit gaz	0.776	0.106	86.8
	Copuissance du circuit eau	0.674		
Compresseur CH	Copuissance	1.767	1.977	98.7
	Puissance	1.790		
Condenseur C	Copuissance du circuit gaz	11.973	10.312	13.8
	Copuissance du circuit eau	1.661		
Détendeur DH	Copuissance	0.003	0	0
	Puissance	0		
Séparateur S	Copuissance du circuit gaz	9.585	8.544	10.8
	Copuissance du circuit eau	1.041		
Détendeur DB	Copuissance	0.016	0	0
	Puissance	0		
Evaporateur placé dans chambre froide	Copuissance	9.237	7.656	17.1
	Puissance	10.049		

Tableau III.3 Tableau récapitulatif des calculs.

Le Tableau III.3 regroupe l'ensemble des paramètres de l'installation frigorifique calculés par l'analyse exergétique.

III.4.15. Interprétation des résultats :

D'après les résultats de l'analyse exergétique, effectuée sur une installation de frigopompe, on constate que les pertes exergétiques dans le condenseur, le séparateur et l'évaporateur présentent presque la totalité des pertes produites au niveau de l'installation. La perte élevée au niveau du condenseur est causée principalement par l'énergie transférée à l'eau de refroidissement qui va la transmettre à son tour à l'atmosphère. Les transferts de chaleur avec chute de température contribuent également dans l'augmentation des pertes dans le condenseur.

L'évaporateur est placé dans une chambre froide qui est le siège de plusieurs évolutions énergétiques. La température au niveau de cette chambre est très basse avoisinant ~ - 25.21 C°. La perte par dissipation au niveau de la chambre est peu élevée (25 %). En effet, elle est provoquée par le transfert d'énergie qui se manifeste au cours du refroidissement du corps ou produit à refroidir.

Généralement, une perte exergétique se calcule à l'aide de la loi suivante :

$$L_r = \int \frac{T_a}{T} \delta R \qquad (III.58)$$

L'analyse de la formule (III.58) permet de faire le constat suivant :

Si $T \rightarrow 0 \Longrightarrow$ perte $L_r \rightarrow \infty$

Si $T \rightarrow \infty \Longrightarrow$ perte $L_r \rightarrow 0$

On constate que la perte au niveau du séparateur est élevée. Elle est de l'ordre de (27.9 %). En effet, la température au niveau du séparateur est de l'ordre de (1.26 C° → 0), ce qui justifie la valeur élevée de la perte.

III.4.16. Conclusion :

Dans ce chapitre, l'analyse exergétique est appliquée avec succès sur une installation de frigopompe avec sous refroidisseur. En effet, on a pu évaluer le rendement exergétique global et les pertes exergétiques, ainsi que l'efficacité de l'installation frigorifique étudiée.

Conclusion générale

Conclusion générale

De nos jours, les installations frigorifiques constituent un moyen très performant pour le développement industriel de tout pays.
Ce modeste travail concerne l'analyse exergétique d'une installation frigorifique. En effet, notre étude va se porter sur une machine de frigopompe avec sous refroidisseur.

L'objectif principal étant d'évaluer la qualité thermodynamique de la machine frigorifique objet d'étude par le calcul des pertes exergétiques et le rendement exergétique au niveau de chaque organe de l'installation. Le rendement exergétique global ainsi que l'efficacité de l'installation ont été également évalués.

Il est également bien établi que la méthode exergétique est un moyen d'analyse très pratique permettant d'évaluer la qualité thermodynamique de tout type d'énergie. C'est un outil de diagnostic très efficace qui permet de déceler les imperfections ou les défauts de n'importe quelle installation énergétique. Il suffit seulement de suivre l'enchainement suivant :

irréversibilité → création d'entropie → dégradation de l'énergie → perte

L'installation frigorifique choisie pour étude a été pour nous un exemple pratique très intéressant. Ce choix nous a permis d'appliquer l'analyse exergétique avec succés et de démontrer par conséquent son efficacité et son importance.

Références bibliographiques

[1] D. Ayat, et S. ChaibRasou, Machines Frigorifiques. Mémoire de Licence Energétique : Université Badji Mokhtar – Annaba, 2016.

[2] R. Daoudi, Thermo frigo pompe à absorption à eau –bromure de lithium pour hautes température : Modélisation, conception, et analyse exégétique, thèse de doctorat, INPL, 1999.

[3] Maxime Duminil, Systèmes à éjection et à absorption, BE 9 735, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, 2002.

[4] O. Larkeche, Medelisation d'une machine frigorifique a absorption : application des équilibres de phases, thèse de doctorat, 2012.

[5] C. Shein et R. Radermacher. Scroll compressor simulation model. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power123 (2001).

[6] Maxime Duminil, Théorie des machines frigorifiques, Machine à compression mécanique B 9 730, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, fév.1996

[7] M. Duminil., Théorie des machine à compression mécanique, Technique de l'ingénieur, B9730, 1-60.

[8] Vrinat G. Production du froid. Technologie des machines industrielles. B 2 365, traitéGénie énergétique, Techniques de l'Ingénieur, oct. 1991.

[9] Magister - Mr Bounouioua Ahmed Saber, « Modélisation d'une machine frigorifique à compression mécanique », Centre Universitaire de Oum EL Bouaghi.

[10] Ressource électronique : https://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=11174#c7281.

[11] :https://www.picbleu.fr/page/fluides-frigorigenes-hcfc-hfc-supergaz-effet-de-serre-environnement.

[12] :https://www.coursindustriels.com/uploads/2/6/0/8/26080957/cours_general_le_froid.pdf

[13] Pierre Rapin et Patrick jacquard, Aide mémoire formulaire du froid 13 éméédition juin 2006.

[14] P.J. RAPIN et P. JACQUARD, Installations frigorifiques, Editions PYC et H. NOACK et R. SEIDEL, Pratique des installations frigorifiques, Editions PYC.

[15] Lucien Borel, Daniel Favart, "Thermodynamique et énergétique, Tome 1 de l'exergie àl'énergie", 2005 édition, entièrement revue et augmentée presses polytechniques et universitaires romandes.

[16] Pierre Petit, Liquéfaction du gaz naturel : Techniques de l'ingénieur [article J 3601,2005].

[17] Georges Heyen, Analyse Exergetique des Systemes Industriels. Université de Liège Facultédes Sciences Appliquées, édition 2000.

[18] Borel L, Nguyen D.L, Batato M-Thermodynamique et énergétique,Vol2.Pressespolytechniques romandes, Lausanne, 1987.