

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche
Scientifique

UNIVERSITÉ ABDERRAHMANE MIRA - BÉJAÏA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE



Présenté pour l'obtention du diplôme de
de master en Energétique

Etude d'un groupe d'eau glacée "Chiller"

Présenté par :
ABDELHAK Melissa
IZRAREN Younes

Devant le jury composé de :

M. BENSLIMANE Abdelhakim	Président
M. DJERRADA Abderrahmane	Rapporteur
M. HAMDI Messaoud	Examineur

2023/2024

Remerciements

En premier lieu, je remercie Dieu tout puissant de m'avoir aidé à passer cette épreuve et arrivé à terme de ce travail.

Je remercie toute ma famille, ma chère maman, mon cher papa et mes frères et sœurs qui m'ont donné du courage et de la patience dans cette dure période de stress.

Je tiens vivement à remercier mon encadreur Mr DJERRADA Abderrahmane pour sa disponibilité et son orientation tout au long de ce travail.

Je tiens ainsi à remercier monsieur BELAID Abdelghanie, BELAID Samir et monsieur AIT YAHIA Khoudir, ainsi que le service d'archives de l'entreprise CEVITAL, de nous avoir donné tous les moyens possibles pour accomplir ce travail.

Je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé lors des moments difficiles : mes amis et les enseignants du département mécanique dans l'accomplissement de ce projet. Que monsieur le président et monsieur les membres du jury trouvent ici l'expression de ma gratitude pour avoir accepté d'examiner et de juger ce modeste travail.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

À mes parents qui ont toujours été là pour moi dans les moments difficiles, qui ont toujours essayé de garder le sourire sur mon visage. Que Dieu les bénisse.
À mes chères sœurs, CELIA, KATIA, MAYA, qui m'ont toujours soutenue.

A mon cher amis NASSIM qui as assumé de resté toujours à mes côtés peu importe les circonstances et la distance qui nous sépare.

A IKRAM, ainsi toutes sa famille.

A mes chers amis qui ont contribués de près ou de loin à l'accomplissement de ce travail.

ABDELHAK Melissa

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

À mes parents, dont le soutien inébranlable et l'amour inconditionnel m'ont accompagné à chaque étape de ma vie. Merci pour votre présence constante et vos efforts inlassables pour garder un sourire sur mon visage. Que Dieu vous bénisse.

À mes chères sœurs, dont le soutien indéfectible m'a toujours inspiré et encouragé. Merci pour votre affection et votre aide précieuse.

À mes amis chers, Oussama Benberkane et Abdellah Bouhaddi, pour leur contribution inestimable à l'accomplissement de ce travail.

IZRAREN Younes

Sommaire

Sommaire	I
Table des figures	IV
Liste des tableaux	VI
Introduction	1
I Présentation générale de l'entreprise	2
I.1 Historique	2
I.2 Situation géographique	2
I.3 Missions et objectifs	3
I.4 Les différents produits du groupe cevital « complexe agroalimentaire de Bejaia »	3
I.5 Raffinerie de huile	4
I.5.1 Historique	4
I.5.2 Intervention du froid dans le raffinage	4
I.5.3 Processus de raffinage	4
II La production du froid	8
II.1 Introduction	8
II.2 Historique	8
II.3 Domaines d'utilisation du froid	9
II.4 Différents principes de production du froid	9
II.5 Définition d'une machine frigorifique	10
II.6 Différents types des machines frigorifiques	10
II.6.1 Les machines frigorifique à compression mécanique	10
II.6.2 Machine frigorifique à éjection	14

II.6.3	Machine frigorifique à absorption	15
II.6.4	Machine frigorifique à adsorption	17
II.7	Différents éléments d'une machine frigorifique	17
II.7.1	les compresseurs	17
II.7.2	les détendeurs	21
II.7.3	les condenseurs	23
II.7.4	les évaporateurs	26
II.8	Régulation et fonctionnement en équilibre permanent de la machine frigorifique .	28
II.8.1	Régulation du compresseur	29
II.9	Le cycle frigorifique	30
II.10	Diagrammes thermodynamiques	31
II.10.1	Les différents diagrammes	31
II.11	Calcul des différentes performances frigorifiques	33
II.11.1	Débit massique du réfrigérant de l'installation	33
II.11.2	Rendement volumétrique du compresseur	33
II.11.3	Rendement indique du compresseur	34
II.11.4	Rendement effectif du compresseur	35
II.11.5	Puissance theorique du compresseur	35
II.11.6	Travail théorique absorbé par le compresseur	35
II.11.7	Travail effectif du compresseur	35
II.11.8	Puissance effective du compresseur	35
II.11.9	Coefficient de performance frigorifique [COP]	36
II.11.10	Titre de vapeur	36
II.11.11	Puissance frigorifique de l'évaporateur	36
II.11.12	Quantité de chaleur cédée au condenseur	36
II.11.13	puissance cédée au condenseur	36
II.12	Descriptif technique du groupe de production d'eau glacée	37
II.12.1	Fluide frigorigène R134a	37
II.13	Conclusion	38
III	Analyse thermodynamique	39
III.1	Introduction	39
III.2	Etude de l'installation	39
III.2.1	Présentation de l'installation	40
III.3	Etude thermodynamique	41
III.3.1	Régime de fonctionnement	41
III.4	Conclusion	56

Conclusion générale

57

Table des figures

I.1	Emplacement de l'entreprise dans la carte	2
I.2	Description générale du système de processus de raffinage	7
II.1	Machine à un étage de compression mécanique	11
II.2	Machine à deux étages de compression mécanique et à double détente	12
II.3	Machine a compression mécanique	13
II.4	Machine frigorifique à éjection	14
II.5	Machine en cascade avec deux fluides frigorigènes	15
II.6	Machine frigorifique a adsorption	17
II.7	Compresseur à vis	18
II.8	Compresseur à palette	19
II.9	Compresseur centrifuge	19
II.10	Compresseur centrifuge	20
II.11	Compresseurs à piston	20
II.12	Détendeur capillaire	21
II.13	Détendeur thermostatique	22
II.14	Détendeur à commande électrostatique	22
II.15	Les trois zone de fonctionnement d'un condenseur	23
II.16	Condenseur à air	24
II.17	Echangeur brasé	25
II.18	Tour de refroidissement	25
II.19	Évaporateur ventilé	27
II.20	Évaporateur immergé	27
II.21	Évaporateurs immergés	28
II.22	Variation d'ouverture du tirrior de puissance	30
II.23	Le cycle frigorifique	30
II.24	Diagramme entropique	32

II.25 Diagramme de molet	33
II.26 Variation de rendement volumétrique en fonction du taux de compression	34
III.1 Schéma de l'installation	40
III.2 Tracé du cycle enthalpique du 29 mai	52
III.3 Tracé du cycle enthalpique du 16 mai	53
III.4 Tracé du cycle enthalpique du 28 mai	54
III.5 Tracé du cycle enthalpique du 15 mai	55

Liste des tableaux

III.1 Coordonnées thermodynamiques de chaque point du cycle	42
III.2 Coordonnées thermodynamiques de chaque point du cycle	46
III.3 Résultats des quatre cas étudiés, partie 1	50
III.4 Résultats des quatre cas étudiés, partie 2	51

Nomenclature

η_i	Rendement indiqué	[sans unité]
η_v	Rendement volumétrique	[sans unité]
η_{eff}	Rendement effectif	[sans unité]
ϕ_0	Puissance frigorifique d'évaporateur	[kW]
ϕ_c	Puissance rejetée au condenseur	[kW]
ϕ_{eg}	Charge frigorifique d'eau glycolée	[kW]
ρ_{eg}	Masse volumique d'eau glycolée	[kg/m ³]
τ	Taux de compression	[sans unité]
BP	Basse pression	[bar]
C_p	Capacité calorifique de l'eau glycolée	[J/kg]
COP	Coefficient de performance	[sans unité]
h	Enthalpie massique	[kJ/kg]
HP	Haute pression	[bar]
P_c	Puissance du condenseur	[kW]
P_{eff}	Puissance effective	[kW]
P_{th}	Puissance théorique	[kW]
q_m	Débit massique	[kg/s]
q_v	Débit volumique	[m ³ /s]
Q_c	Chaleur cédée au condenseur	[kJ/Kg]
T	Température	[C]

W_{eff}	Travail effectif	[kW]
W_{th}	Travail théorique	[kW]
X	Titre de vapeur	[sans unité]

Résumé

Une étude thermodynamique sur la production d'eau glacée à l'aide de chillers se concentre sur l'analyse détaillée des cycles de réfrigération utilisés pour générer de l'eau froide, essentielle dans les systèmes de climatisation et de refroidissement industriels. Les chillers sont des équipements centraux dans ces systèmes, utilisant généralement des cycles de compression de vapeur pour extraire la chaleur de l'eau et produire de l'eau glacée.

Notre étude examine les principes fondamentaux de la thermodynamique appliqués au cycle tout le long de ces quatre jours, y compris la compression (taux de compression), la condensation, l'évaporation et la détente du fluide frigorigène R134a. Elle évalue également la puissance frigorifique du système en mesurant des paramètres tels que le coefficient de performance (COP), qui indique la quantité d'énergie consommée par rapport à celle extraite pour produire de l'eau glacée.

En résumé, une étude thermodynamique approfondie sur la production d'eau glacée à l'aide des chillers vise à comprendre et à améliorer les performances des systèmes de réfrigération, contribuant ainsi à une utilisation efficace des ressources énergétiques et à une réduction des impacts environnementaux associés.

Abstract

A thermodynamic study on the production of chilled water using chillers focuses on a detailed analysis of the refrigeration cycles used to generate cold water, which is essential in air conditioning and industrial cooling systems. Chillers are central equipment in these systems, typically using vapor compression cycles to extract heat from the water and produce chilled water.

Our study examines the fundamental principles of thermodynamics applied to the cycle over these four days, including the compression (compression ratio), condensation, evaporation, and expansion of the refrigerant R134a. It also evaluates the cooling capacity of the system by measuring parameters such as the coefficient of performance (COP), which indicates the amount of energy consumed compared to that extracted to produce chilled water.

In summary, an in-depth thermodynamic study on the production of chilled water using chillers aims to understand and improve the performance of refrigeration systems, thus contributing to the efficient use of energy resources and the reduction of associated environmental impacts.

Introduction

La production d'eau glacée est un processus essentiel dans de nombreux domaines, notamment l'industrie, la climatisation et la réfrigération. Elle consiste à produire de l'eau à une température très basse, généralement en dessous de zéro degré Celsius. Cette eau glacée est utilisée pour refroidir les équipements, maintenir des températures contrôlées dans les installations industrielles, et conserver les produits périssables.

Cette opération repose sur des systèmes de réfrigération sophistiqués. Ces systèmes utilisent des compresseurs, des évaporateurs et des condenseurs pour refroidir l'eau et la maintenir à une température constante. Elle est ensuite distribuée dans les différents secteurs où elle est nécessaire.

Son importance réside dans sa capacité à répondre aux besoins de refroidissement des industries. Elle permet de maintenir des conditions optimales pour les processus industriels, d'améliorer l'efficacité énergétique des systèmes de climatisations et de réfrigération, et de garantir la qualité des produits fabriqués.

En résumé, la production de l'eau glacée joue un rôle essentiel dans de nombreux secteurs, en contribuant à maintenir des températures contrôlées, à assurer le bon fonctionnement des équipements et à garantir la qualité des produits. Elle représente une solution efficace et économique pour le refroidissement dans l'industrie et la climatisation.

Il existe plusieurs procédés de production de froid le plus répandu, objet de la présente étude et la production du froid par une machine à compression mécanique de fluide frigorigène. Le présent travail est consigné dans un mémoire à trois chapitres :

- Le premier chapitre est destiné à la présentation de l'entreprise Cevital ainsi que la description du processus de raffinage d'huile.
- Le deuxième chapitre est dédié à la production de froid et aux différents composants des machines frigorifiques.
- Le troisième chapitre a été consacré aux différents calculs thermodynamiques et aux performances de ces machines, ainsi qu'à une étude du groupe avec le fluide frigorigène R134a tout au long d'une période de temps.

Présentation générale de l'entreprise

I.1 Historique

Créé en Mai 1998, CEVITAL (abréviation de l'expression " c'est vital ", avec sa phonétique), est le leader du secteur agroalimentaire en Algérie. Société par actions au capital privé de 400 milliards de DA. Elle regroupe plusieurs unités de production : une raffinerie d'huile, une raffinerie de sucre, une margarinerie, une unité de conditionnement d'eau minérale, une unité de fabrication et de conditionnement de boissons rafraîchissantes sans alcool, une conserverie, des silos portuaires ainsi qu'un terminal de déchargement portuaire.

I.2 Situation géographique

Cevital est implanté au niveau du nouveau quai du port de Bejaia à 3 km au sud-ouest de cette ville, à proximité de la RN 9. Cette situation géographique de l'entreprise lui a beaucoup profité étant donné qu'elle lui confère l'avantage de proximité économique. En effet elle se trouve proche du port et l'aéroport, et elle s'étend sur une superficie de 14 Hectares.



FIGURE I.1 – Emplacement de l'entreprise dans la carte

I.3 Missions et objectifs

L'entreprise a pour mission principale de développer la production et d'assurer la qualité et le conditionnement des huiles, des margarines et du sucre à des prix nettement plus compétitifs et cela dans le but de satisfaire le client et le fidéliser.

Les objectifs visés par cevital peuvent se présenter comme suit :

- L'extension de ses produits sur tout le territoire national.
- L'importation de graines oléagineuses pour l'extraction directe des huiles brutes.
- L'optimisation de ses offres d'emploi sur le marché du travail.
- L'encouragement des agriculteurs par des aides financières pour la production locale de graines oléagineuses.
- La modernisation de ses installations en termes de machine et technique pour augmenter le volume de sa production.
- Le positionnement de ses produits sur le marché étranger par leurs exportations.

I.4 Les différents produits du groupe cevital « complexe agroalimentaire de Bejaia »

Les produits de cevital disponible sur le marché sont :

- **Huile**
 - **Fleurial** – 100% tournesol commercialisé depuis août 1999.
 - **Soya** – 100% soja commercialisé depuis décembre 1999.
 - **Olivia** – huile d'Alène rétines.
 - **Fridor** – huile végétal 100% équilibrée.
- **Margarine**
 - **Fleurial.**
 - **Mâtina.**
 - **La parisienne.**
 - **Schourteningue.**
- **Sucre**
 - **Sucre blond cristallin.**
 - **Sucre blond cristallin.Sucre liquide.**

I.5 Raffinerie de huile

I.5.1 Historique

Elle a été mise en service en août 1999, elle est dotée des équipements de très haute technologie, actuellement sa capacité de production est de 1800T/J. Cette raffinerie est conçue pour traiter toutes les qualités d'huiles comestibles : le colza, le tournesol, le soja, etc. . .

I.5.2 Intervention du froid dans le raffinage

Le raffinage des huiles végétales est un processus complexe visant à transformer une huile brute en un produit fini de haute qualité, sûr et stable pour la consommation humaine. Cette transformation fait intervenir une succession d'étapes critiques, où le contrôle de la température, et notamment l'utilisation du froid, joue un rôle essentiel.

En effet, tout au long du processus de raffinage du nettoyage initial à la désodorisation finale en passant par le blanchiment, le froid permet d'optimiser l'élimination des impuretés, la préservation des qualités nutritionnelles et organoleptiques, ainsi que la stabilité à long terme de l'huile raffinée. De plus, le stockage et la distribution de ces huiles de qualité supérieure nécessitent également des conditions de froid contrôlées.

I.5.3 Processus de raffinage

A. La démulagination

La démulagination est un traitement qui vise à solubiliser les phospholipides ainsi que les diverses matières colloïdales. On les précipite sans l'action de l'acide phosphorique (H_3PO_4) et en présence d'eau et il suffit de centrifuger pour les éliminer.

Les phospholipides s'adsorbent aux interfaces (huile air huile eau) en donnant des couches condensées ou leur concentration est phospholipides présents dans l'huile et la vitesse d'adsorption aux interfaces des différentes molécules de phospholipides.

L'élimination incomplète des phospholipides au cours de la neutralisation alcaline crée des difficultés

- La création d'émulsions qui engendrent des pertes inévitables d'huile au cours du lavage.
- La formation de mousse au séchage.
- La désactivation de la terre décoloration rapide des filtres.
- L'inhibition de la terre décoloration thermique lors de la désodorisation avec obscurcissement de la couleur.

B. Neutralisation

Cette opération est essentiellement destinée à éliminer les acides gras libres responsables de l'acidité et de l'oxydabilité de l'huile. Elle permet également de débarrasser l'huile des phospholipides restants après la démulcination. Le principe consiste à ajouter dans l'huile chauffée à 90°C une solution de soude (NaOH) pour transformer les acides gras libres présents dans cette huile en sels de sodium ou savons, communément appelés « pattes de neutralisation » ou « soapstock ». Ce mélange contient également des mucilages, diverses impuretés et une petite quantité d'huile. Il existe deux types de neutralisation selon le type d'huile :

- **Neutralisation à froid** Utilisée pour les huiles contenant des cires, par exemple l'huile de tournesol.
- **Neutralisation à chaud** Utilisée pour des huiles comme l'huile de soja.

C. Lavage

Cette opération consiste à éliminer les substances alcalines (savon et soude en) présentes dans l'huile neutralisée ainsi que les dernières traces de métaux, de phospholipides et autres impuretés.

Cette élimination est très importante car s'elle est imparfaite elle provoque lors de l'opération ultérieure l'inhibition d'une partie des terres décolorantes. Le lavage est plus efficace lorsqu'il est effectué en deux stades et il est préférable d'utiliser de l'eau décalcifiée.

D. Séchage

L'humidité présente dans l'huile lavée, est éliminée avant l'opération de décoration car en présence d'eau, la terre décolorante se trouve solvante. Phénomène gênant la rétention des pigments et peut être responsable du colmatage se fait dans des secteurs à température de 90°C à 100°C sous vide.

E. Décoloration

Cette opération vise à éliminer les pigments couleurs notamment la chlorophylle et les caroténoïdes que la neutralisation n'a que partiellement détruites. Le principe est de mettre en contact l'agent décolorant terre décolorante ou du charbon actif avec l'huile à décolorer dans une grande enceinte avec agitation sous vide et à température élevée (90 à 100°C) et le phénomène intervenant est l'adsorption L'opération est généralement effectuée sur la matière sèche, sous vide, à une température élevée. La durée de contact doit rester limitée pour éviter les risques de réversion ultérieurs et elle est dépendante notablement de l'agitation ou de tout autre dispositif de contact. La qualité de la terre décolorante employée est fonction de la

coloration initiale, de la nature des pigments ainsi que la présence d'impuretés. Le mélange huile terre passe dans des filtres hermétiques à élément filtrant en acier inoxydable.

F. Winterisation ou décirage

Cette opération n'est destinée qu'aux huiles chargées de cire telles que l'huile de tournesol. La Winterisation sert à éliminer des fonctions dans l'huile (triglycérides à point de fusion élevé) qui deviennent solides à la température ambiante ainsi la formation d'un trouble ou d'un dépôt (cristaux).

Le décirage par filtration donne de bons résultats sur les huiles de tournesol ou de maïs préalablement dégommees et permet d'obtenir une huile limpide aux reflets brillants et se déroule en deux étapes de filtration, une première qui élimine les déchets solides et une deuxième qui élimine les cires et les traces d'humidité.

G. Désodorisation

Cette étape constitue, en général, l'étape finale du raffinage. Elle ne fait pas intervenir d'auxiliaire technologique et procède par simple injection de vapeur d'eau dans l'huile chauffée à haute température (180/240°C) et sous un vide très poussé (environ 5 mbar), par entraînement à la vapeur d'eau, les composés volatils, responsables des saveurs de l'huile sont éliminés ainsi que les résidus de pesticides et de mycotoxines éventuellement présents, au terme de cette étape, l'huile présente un goût neutre, elle est par la suite conditionnée sous azote afin de la protéger contre l'oxydation.

La plupart de la chaleur d'huile blanchie est récupérée par des échangeurs de chaleur. L'huile blanchie est chauffée à la température du processus par l'huile minérale ou de la vapeur à haute pression et puis l'huile pénètre dans le désodorisant combiné. Le désodorisant est un type combiné dans le système de désodorisation de l'huile, l'huile blanchie est extraite de la cuve d'alimentation par la pompe d'alimentation en continu l'huile est chauffée préalablement dans le dégazeur ou elle est déversée en un flux continu. Elle est ensuite traitée par le chauffage de dégazage si nécessaire avant d'entrer dans le dégazeur. Le récipient est sous vide complet de telle sorte que la quantité d'air résiduelle peut être réduite au minimum.

L'huile chaude pénètre dans la colonne de garnissage, celle-ci est remplie spécialement de manière à ce que l'huile puisse se propager dans une couche mince et uniforme agitée par entraînement à la vapeur se déplaçant d'une manière à contre-courant à partir du fond de la colonne par conséquent toutes les impuretés peuvent être éliminées grâce à la vapeur.

En résumé, la désodorisation permet d'éliminer l'odeur et les acides gras contenus dans l'huile. Elle se fait à vide c'est-à-dire sous une pression de 5 mbar à 6 mbar, avec une température très élevée arrivant à 260°C. L'huile est réchauffée dans la chaudière puis injectée dans un bac qui est composé de trois étages. Dans chaque étage, l'huile est ajournée pour une période précise

qui est donnée par l'utilisateur. Plus le niveau est haut, plus l'huile est sous une température très élevée[1].

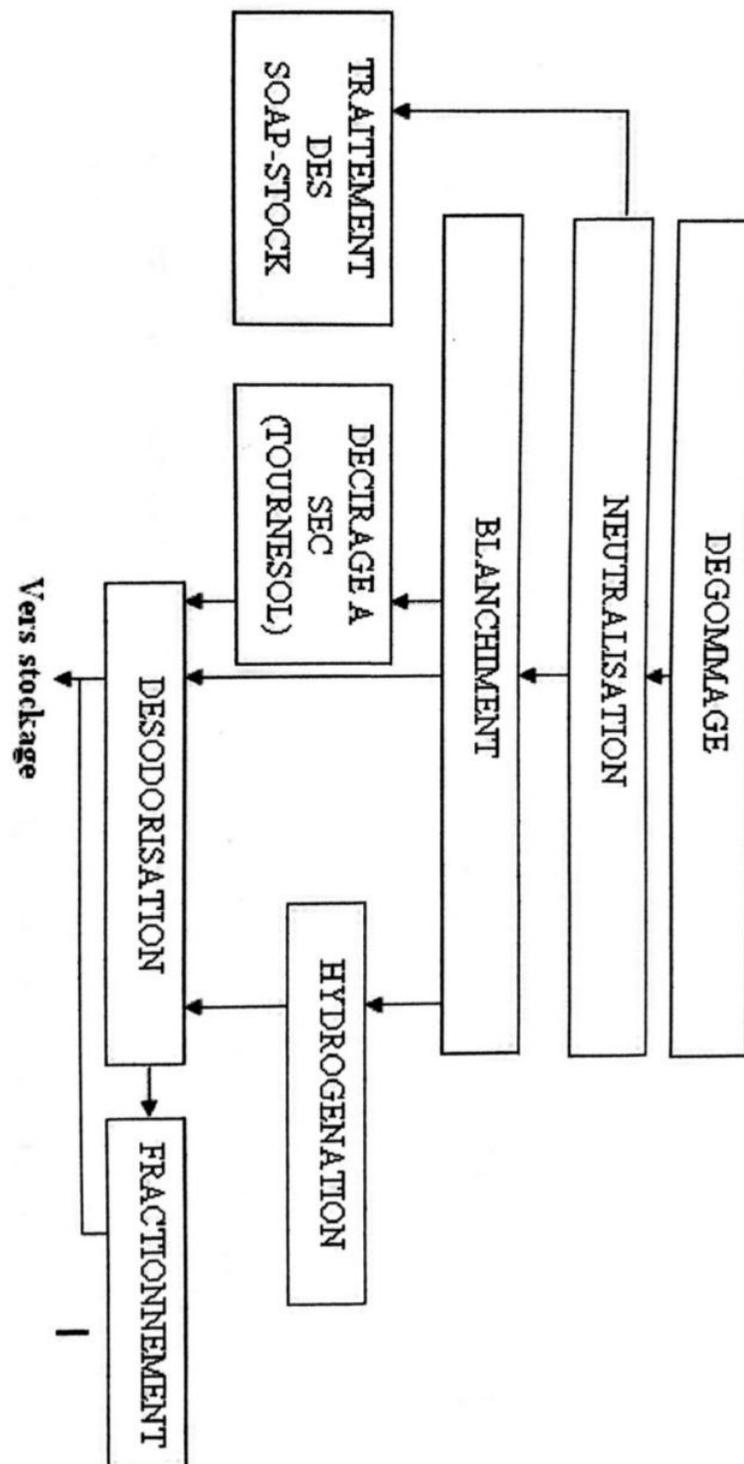


FIGURE I.2 – Description générale du système de processus de raffinage

La production du froid

II.1 Introduction

L'homme a longtemps été confronté au problème de la conservation des aliments, ce qui l'a incité à trouver un moyen de les garder à basse température. C'est ainsi qu'est née l'idée de produire du froid.

Qu'est-ce que la production du froid ?

La production du froid consiste à réaliser une opération contre nature, à savoir absorber de la chaleur à une température relativement basse et la rejeter dans un milieu plus chaud. Comme l'explique très bien le deuxième principe de la thermodynamique, cette opération nécessite la consommation d'énergie mécanique[2].

II.2 Historique

En 1857 Ferdinand Carré réalise la première machine frigorifique à compression mécanique puis la première machine à absorption et à fonctionnement continu en 1860. Il est également le premier qui a utilisé l'ammoniac comme fluide frigorifique[3].

En 1876 Charles Tellier aménagea le premier navire à cales réfrigérées, qui a réussi à transporter sur le trajet Rouen Buenos Aires des viandes conservées en parfait état.

II.3 Domaines d'utilisation du froid

- **Domaine médical** : cryochirurgie, conservation de certains produits (organes..).
- **Industrie alimentaire** : conservation des aliments, pasteurisation des liquides.
- **Industrie chimique et pétrochimique** : liquéfaction des gaz pour le transport, déparaffinages, débenzolage. . .
- **Génie civil** : refroidissement des bétons, congélation des sols aquifères. . .
- **Conditionnement des locaux** : rafraîchissement de l'air, conditionnement des patinoires canons à neige. . .
- **Production de neige carbonique** : maintiens du froid à basse température (-80 °C).
- **Les industries mécaniques** : pour le durcissement des matériaux ou le traitement des surfaces.

II.4 Différents principes de production du froid

La production du froid qui consiste à absorber la chaleur contenue dans un milieu peut être obtenue suivant plusieurs modes. De même, les applications du froid sont très variées. Parmi les différents modes de production du froid, il faut retenir :

- La sublimation d'un solide (cas du CO_2).
- La détente d'un gaz comprimé.
- La fusion d'un corps solide.
- Le refroidissement thermoélectrique.
- La dissolution de certains sels.
- La désaimantation adiabatique.
- La vaporisation d'un liquide en circuit fermé.
- La sublimation d'un solide consiste à le faire passer de l'état solide vers l'état gazeux .

L'effet Peltier consiste en un dégagement ou absorption de chaleur accompagnant le passage d'un courant électrique à travers une jonction P-N isotherme de deux métaux ou de deux semi-conducteurs.[3]

L'effet Thomson consiste en un dégagement ou absorption de chaleur qui se produit quand un courant électrique circule dans un conducteur en présence d'un gradient de température.

Si l'on désire une production continue de froid, il est nécessaire de réaliser un cycle, c'est-à-dire de combiner un phénomène exothermique à un phénomène endothermique. Les machines frigorifiques seront donc bithermes.

II.5 Définition d'une machine frigorifique

Une machine frigorifique est une machine thermodynamique destinée à assurer une température relativement basse dans une enceinte à refroidir. C'est donc une machine qui transfère des calories d'un milieu à bas niveau de température vers un milieu à haut niveau de température. Cette opération étant non spontanée nécessite pour se faire une dépense d'énergie mécanique.

Deux exemples de machines frigorifiques les plus utilisées et les plus répandues sont les réfrigérateurs et les climatiseurs.

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 une machine permettant de réaliser l'écoulement de la chaleur inversement au sens naturel, c'est-à-dire d'un milieu chaud vers un milieu froid. Une dépense d'énergie mécanique 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[4].

II.6 Différents types des machines frigorifiques

II.6.1 Les machines frigorifique à compression mécanique

a.Machines à un étage de compression mécanique

L'installation frigorifique à compression mécanique illustrée par la figure II.1 est la machine qui est la plus fréquemment utilisée pour la production du froid. Ici on met à profit l'effet d'évaporation d'un liquide frigorigène, phénomène qui s'accompagne d'une forte absorption de chaleur. Lors de la condensation des vapeurs du fluide frigorigène, la chaleur, dont celle absorbée est rejetée de nouveau, vers le milieu extérieur.

Grâce aux différentes pressions survenant lors de l'évaporation et de la condensation, les niveaux de température peuvent être ajustés de telle sorte qu'il se produise un transport de chaleur du côté froid vers le côté chaud[5].

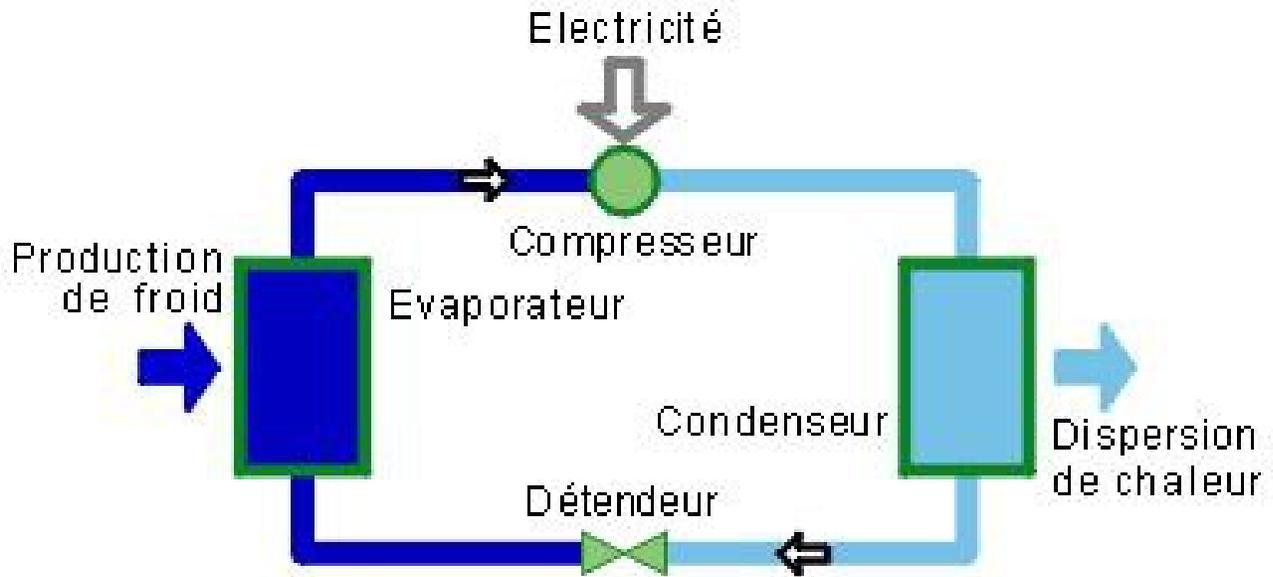


FIGURE II.1 – Machine à un étage de compression mécanique

Comme dans ce cas, l'agent réfrigérant évolue dans un circuit fermé, on parle de cycle frigorifique. Au lieu du compresseur à piston précédemment présenté, on peut également utiliser des compresseurs à vis objet de la présente étude, des compresseurs scroll, des turbocompresseurs ou des compresseurs à éjection de vapeur.

b. Machine à plusieurs étages de compression mécanique et à un seul fluide

L'augmentation de l'écart de température entre le condenseur et l'évaporateur d'une machine à un étage de compression mécanique peut être produite soit parce que la température de condensation, T_k , s'élève, soit parce que la température d'évaporation, T_0 , s'abaisse (production de froid à très basse température). Cette augmentation conduit évidemment à une augmentation du taux de compression $r = \frac{P_k}{P_0}$ du compresseur, ce qui entraîne les inconvénients suivants :

- Diminution du rendement volumétrique,
- Diminution du rendement indiqué,
- Augmentation de la température de refoulement.

La solution est donc de fractionner la compression en deux ou plusieurs étages avec refroidissement des vapeurs entre les étages de compression.

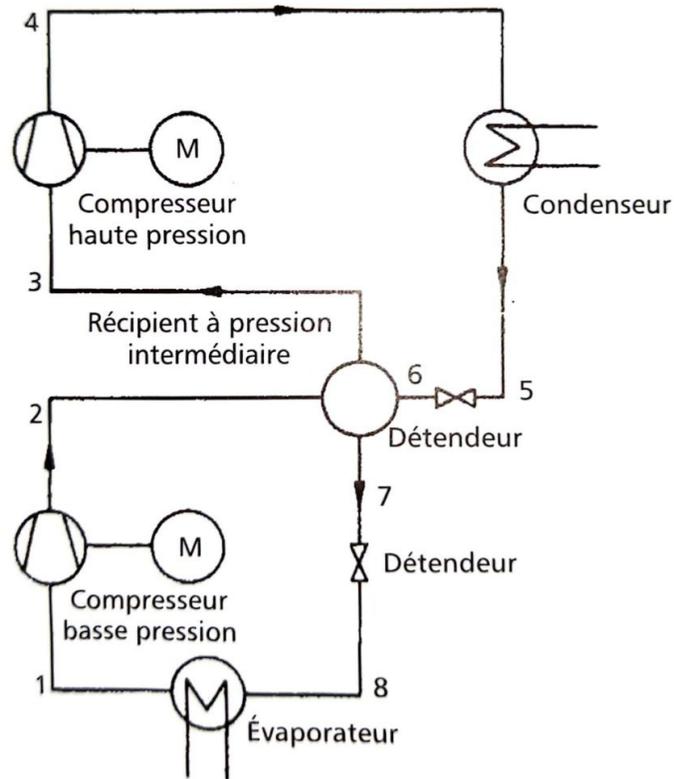


FIGURE II.2 – Machine à deux étages de compression mécanique et à double détente

c. Machine frigorifique fonctionnant en cascade

Une installation frigorifique en cascade comporte plusieurs machines frigorifiques élémentaires associées en série ; le condenseur de l'une cédant de la chaleur à l'évaporateur de celle qui la suit immédiatement dans le sens des températures croissant.

L'évaporateur de la première machine, la machine basse température, absorbe la chaleur dans le milieu à refroidir, le condenseur de la dernière, la machine haute température, est refroidi par les moyens naturels, eau ou air[6].

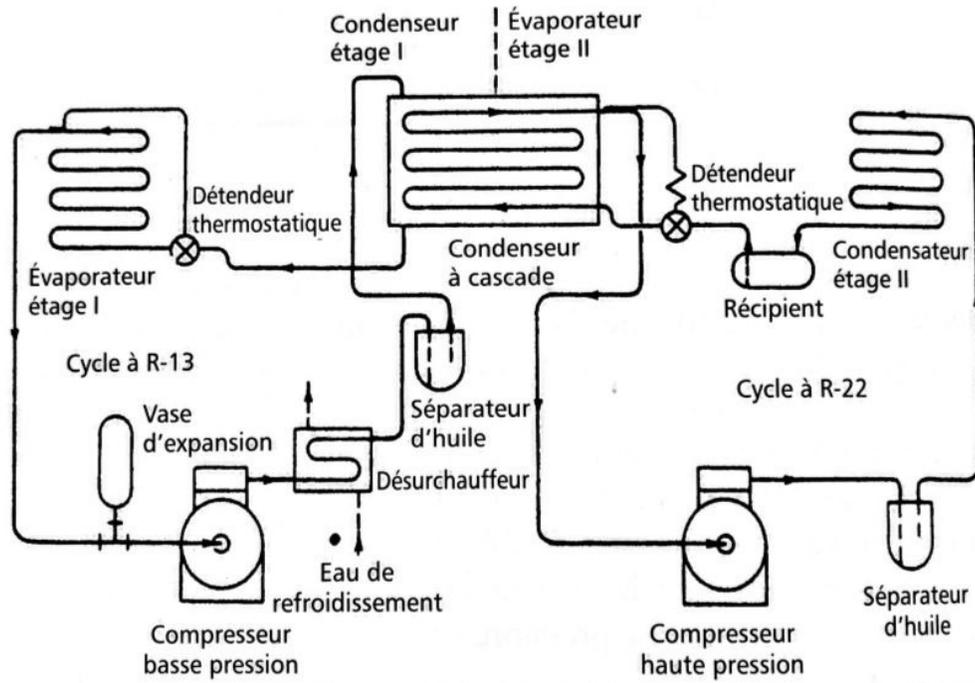


FIGURE II.3 – Machine à compression mécanique

II.6.2 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 I, traversé dans la partie convergente, II, de l'éjecteur. La compression du mélange des vapeurs motrices et de frigorigène s'effectue dans la partie divergente, ces systèmes ont une application assez rare.

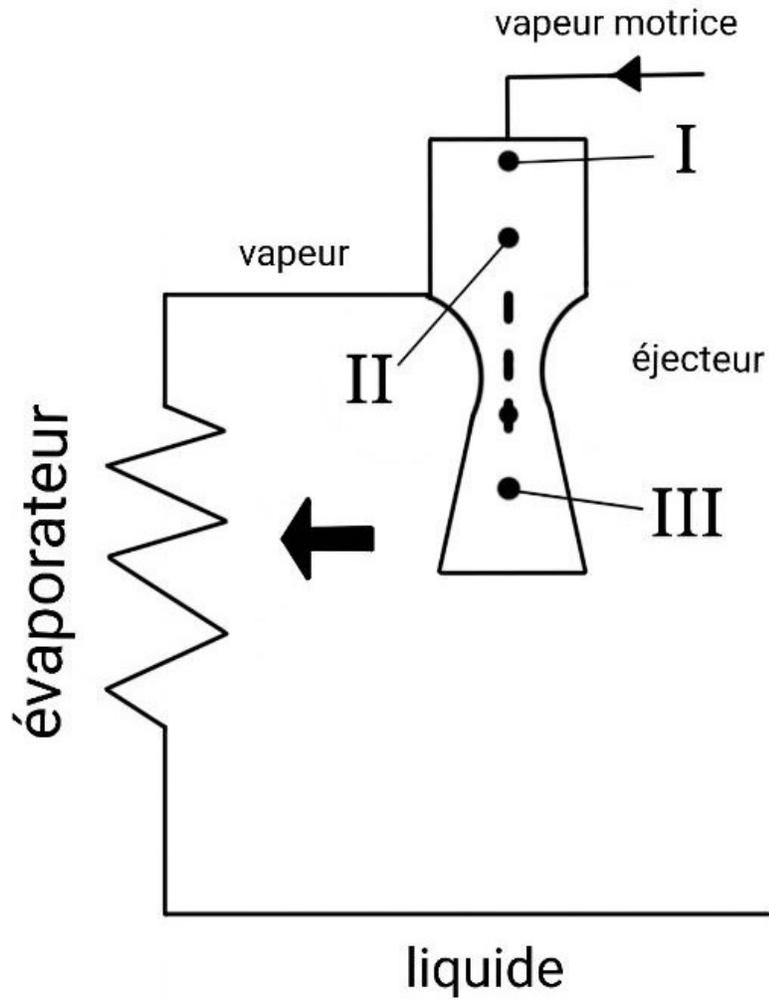


FIGURE II.4 – Machine frigorifique à éjection

II.6.3 Machine frigorifique à absorption

La méthode de réfrigération par absorption utilise un cycle purement thermique qui repose sur des différences d'affinité entre deux corps, suivant leurs conditions thermodynamiques : pression, température, concentration . Pour que l'affinité puisse se manifester il est nécessaire que les deux corps ne soient pas solides, que l'un des deux corps au moins ne soit pas gazeux. L'absorption est l'affinité entre deux fluides (liquide-liquide ou liquide-vapeur).

Le fluide de travail du système est une solution contenant un fluide de réfrigération (un réfrigérant) et un absorbant, qui ont l'un pour l' autre une forte affinité[7].

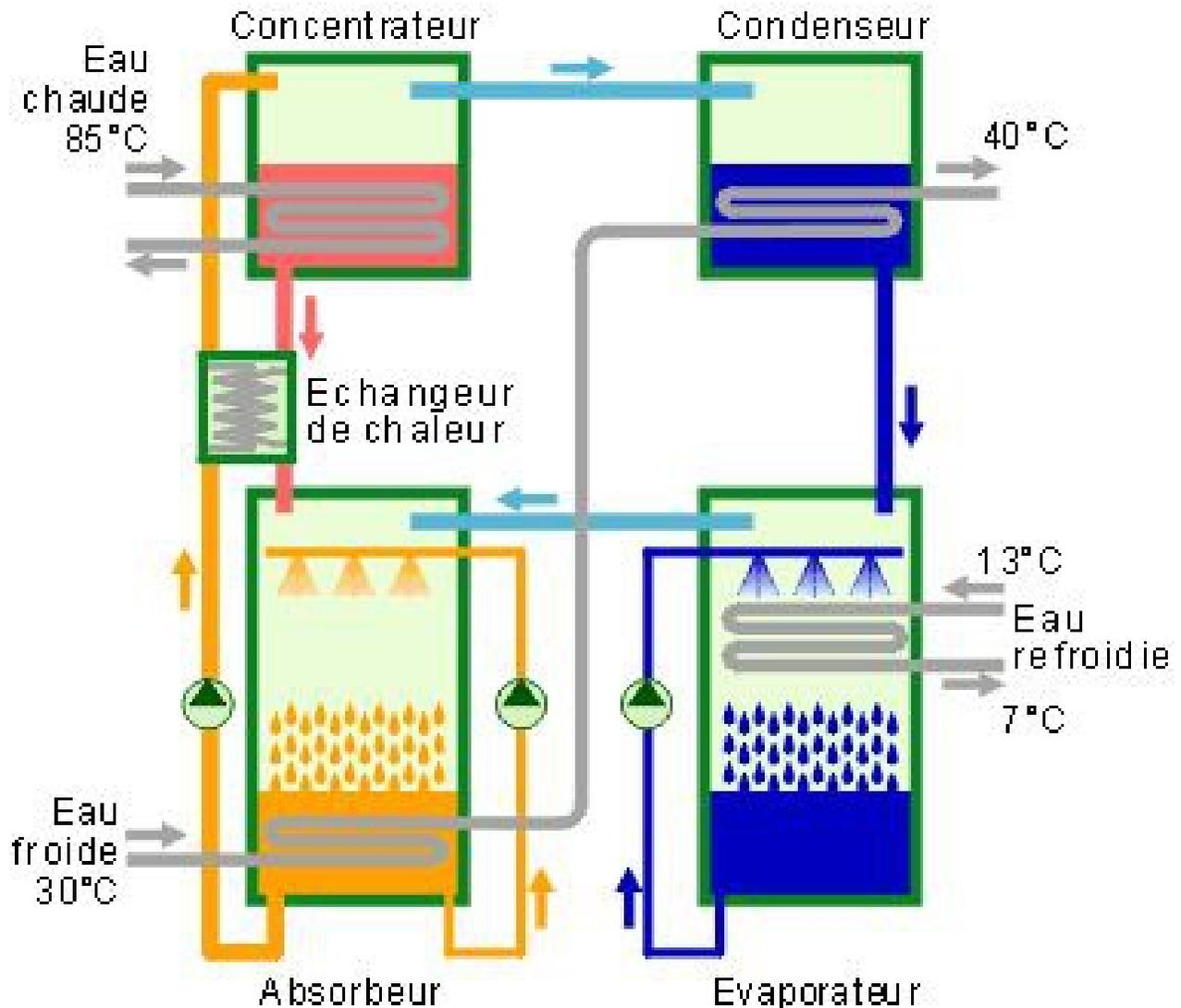


FIGURE II.5 – Machine en cascade avec deux fluides frigorigènes

Le concentrateur est également appelé générateur. On apporte de la chaleur à une solution de réfrigérant et d'absorbant contenu dans le générateur, ce qui produit une évaporation du réfrigérant, qui se sépare du mélange en abandonnant une solution pauvre en réfrigérant. La vapeur produite pénètre dans le condenseur où, elle se liquéfie en cédant de la chaleur. L'ensemble du générateur et du condenseur constitue la partie à haute pression du système.

Le réfrigérant liquide est accumulé dans le condenseur pour ensuite être détendu de cette zone à haute pression vers un évaporateur à basse pression, où il s'évapore en effectuant la réfrigération. Après évaporation du réfrigérant dans l'évaporateur et extraction de chaleur de l'accumulateur froid ou du milieu à réfrigérer, le réfrigérant pénètre dans l'absorbeur, la vapeur du réfrigérant s'y recombine avec le mélange en provenance du générateur, pauvre en réfrigérant.

Comme cette recombinaison est exothermique, il faut extraire de la chaleur de l'absorbeur afin de maintenir une température suffisamment basse pour conserver l'affinité élevée dont on a besoin entre le réfrigérant et la solution. La solution résultante, riche en réfrigérant, est recueillie au fond de l'absorbeur et pompée à nouveau dans le générateur pour y maintenir un niveau et une concentration imposés. C'est la pompe de circulation qui assure la différence de pression désirée dans le système.

La nécessité de faire circuler de façon continue, d'une part, la solution pauvre en réfrigérant, depuis le générateur à température élevée jusqu'à l'absorbeur à basse température, et d'autre part, la solution riche en réfrigérant, à contre-courant, suggère l'installation d'un récupérateur. Ce dernier est un simple échangeur de chaleur méthodique qui minimise les pertes de chaleur associées au transfert de fluide entre les deux composants. En l'absence de récupération, la charge thermique sur la source de chaleur et le rejet thermique associé à l'absorbeur seraient augmentés, d'où une diminution du coefficient de performance du système. Le système de réfrigération par absorption comprend cinq (5) échangeurs de chaleur et une pompe, ainsi que la tuyauterie et la régulation nécessaires.

Les performances d'un réfrigérateur par absorption sont déterminées par les températures de ses différents composants. Les températures du condenseur et de l'absorbeur dépendent essentiellement de la température disponible pour le rejet de chaleur. La température de l'évaporateur doit être suffisante pour produire le refroidissement et les effets de déshumidification voulus dans l'espace à refroidir avec les trois (3) températures prescrites, la température du générateur et par suite la température de la source de chaleur nécessaire pour un fonctionnement convenable sont fixées par des considérations thermodynamiques.

II.6.4 Machine frigorifique à adsorption

L'affermissement 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 irrégulier. 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.

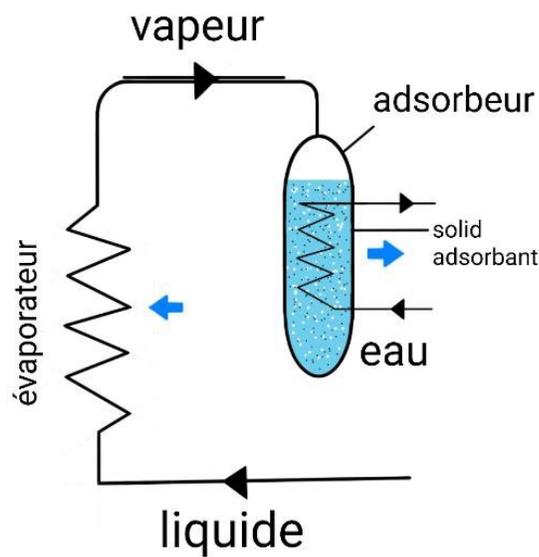


FIGURE II.6 – Machine frigorifique a adsorption

II.7 Différents éléments d'une machine frigorifique

II.7.1 les compresseurs

Ce sont des machines destinées à comprimer et à refouler le fluide frigorigène à l'état vapeur.

On distangue plusieurs type des compresseurs :

a. Les Compresseurs volumétriques rotatifs

- **Compresseur à vis**

La compression du gaz dans un compresseur à vis est provoquée par la rotation des rotors mâles et femelles. Le volume utilisable dans la capacité fermée est réduit lorsque les deux rotors s'engrènent, poussant ainsi le gaz vers l'extrémité de refoulement de la machine et augmentant ainsi sa pression. La compression continue ainsi jusqu'à ce qu'un orifice se découvre. On général, les orifices de refoulement sont placés radialement et axialement à l'extrémité des rotors pour refouler le gaz vers l'échappement. Au moment où la capacité fermée s'ouvre vers l'orifice de refoulement, la compression s'arrête (idéalement) et la charge de gaz est refoulée dans le collecteur de sortie [8].

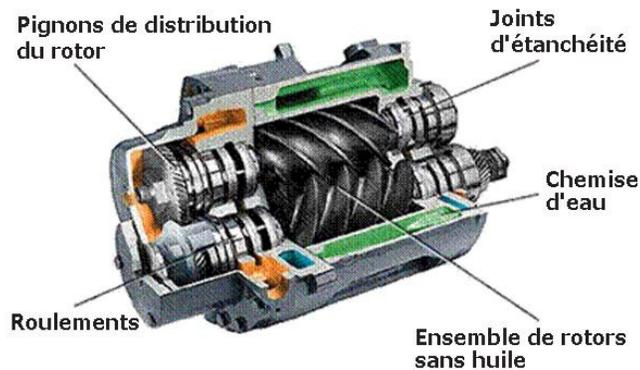


FIGURE II.7 – Compresseur à vis

- **Compresseur à palette**

La compression des vapeurs est obtenue par déplacement d'un corps cylindrique creux d'une masse excentrée sur une palette mobile.

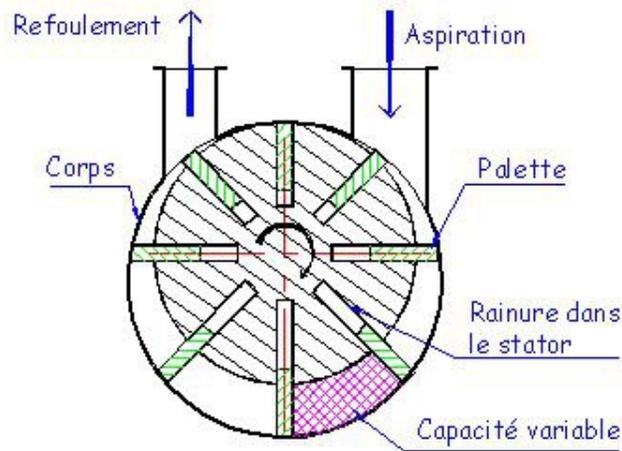


FIGURE II.8 – Compresseur à palette

- **Compresseur centrifuge**

Un compresseur centrifuge est une turbomachine qui communique l'énergie au fluide frigorigène grâce à une ou plusieurs roues tournant dans un carter. L'énergie cinétique résultant de la force centrifuge est ensuite transformée en pression statique dans un canal à section croissante appelée volute, il trouve une application la, plus étendue dans le domaine du conditionnement de l'air.

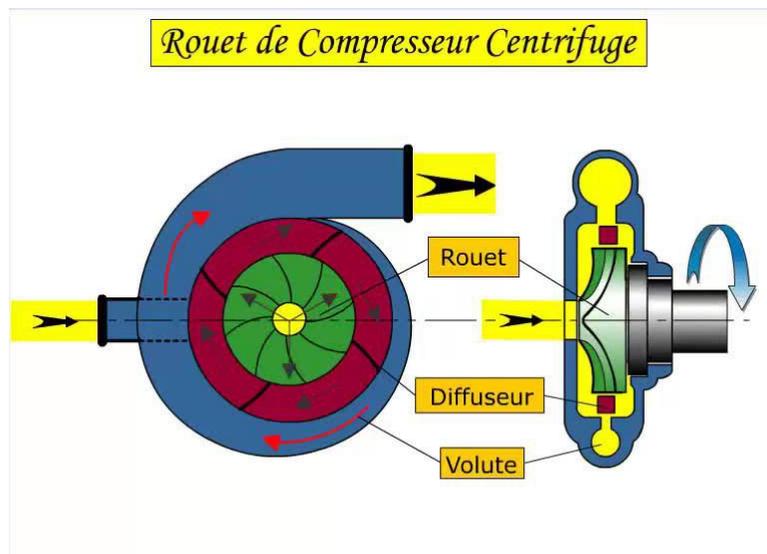


FIGURE II.9 – Compresseur centrifuge

- **Compresseur à spirale**

Un compresseur à spirale, également appelé compresseur spiro-orbital, est un type de compresseur mécanique destiné à comprimer de l'air ou des fluides frigorigènes. Comme moteur rotatif à vapeur avec deux spirales co-orbitales. Il repose sur deux pales imbriquées qui peuvent être des spirales d'Archimède, des développantes ou des courbes

hybrides. L'une des spirales est souvent fixe tandis que l'autre orbite autour de l'axe central sans tourner afin de comprimer des poches de fluide entre les spirales. Le mouvement orbital peut être communiqué par un arbre décentré mais il est indispensable d'empêcher la spirale de tourner sur elle-même. Une autre réalisation du dispositif consiste à faire orbiter les deux spirales de manière synchrone autour d'axes décalés. Les fuites sont évitées à l'aide de joints autour de l'axe, tandis que certains compresseurs à spirale fonctionnent sur le principe des pompes péristaltiques avec une enveloppe interne lubrifiée pour éviter les problèmes d'abrasion entre les surfaces.

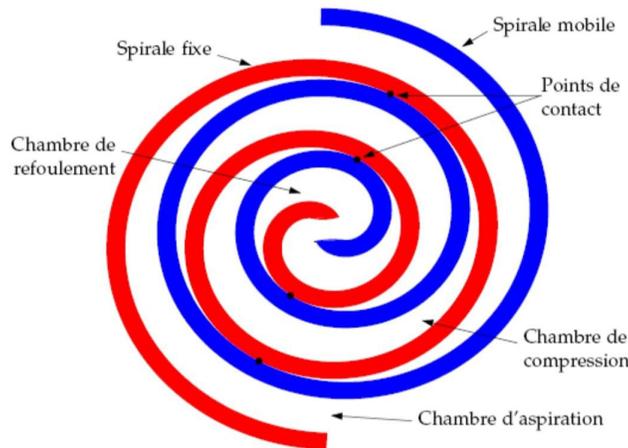


FIGURE II.10 – Compresseur centrifuge

B. Les Compresseurs volumétriques alternatifs

- **Compresseurs à piston**

Ils sont utilisés dans tous les domaines d'industrie frigorifique. C'est le type de compresseur le plus répandu pour comprimer l'air. Un moteur entraîne un système bielle / manivelle qui actionne un piston. Dans sa course descendante, le piston aspire l'air extérieur et dans sa course montante, il le refoule vers le réservoir.

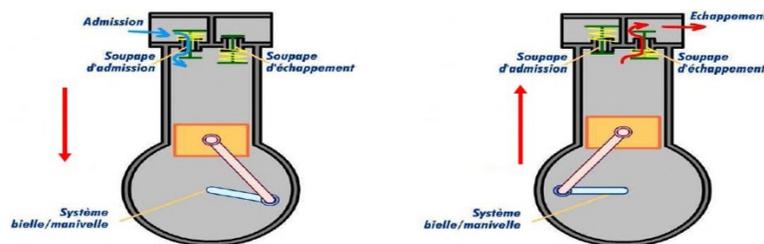


FIGURE II.11 – Compresseurs à piston

II.7.2 les détendeurs

Le détendeur mesure ou régule le débit du frigorigène liquide qui s'écoule vers l'évaporateur. Il abaisse la pression du frigorigène liquide et permet ainsi que son évaporation, Et donc l'absorption de chaleur, produisent dans le serpentin de l'évaporateur. Dans le circuit frigorifique, la chute de pression nécessaire au refroidissement du fluide frigorigène est obtenue par frottement (perte de charge) dans le détendeur. Il s'agit en général d'une sorte de robinet de petite taille. Le détendeur rendit la pression exercée sur le fluide réfrigérant l'or qu'il passe de la Cote haute pression à la cote basse pression du circuit frigorifique. Il régule également le flux Du fluide réfrigérant en direction de l'évaporateur[9].

A.Type des détendeurs[6]

- **Détendeur capillaire**

C'est un tube de faible diamètre intérieur (de 0.6 à 2.8 mm) et d'épaisseur de 1 mm. L'alimentation de l'évaporateur dépend uniquement de la perte de charge du tube capillaire.

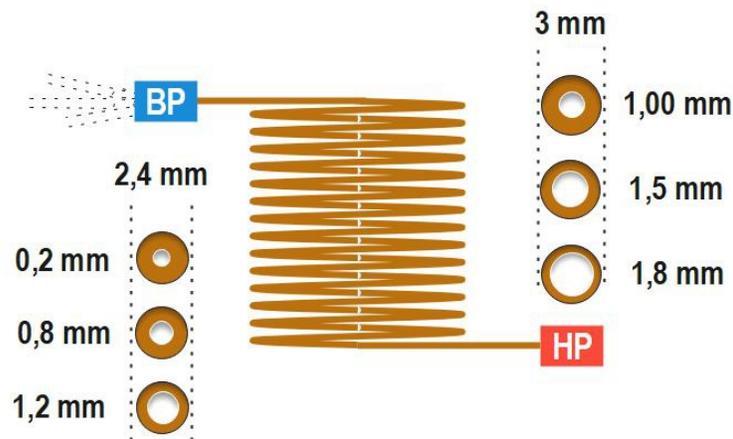


FIGURE II.12 – Détendeur capillaire

- **Détendeur thermostatique**

Assure l'alimentation de l'évaporateur en fluide frigorigène en tenant compte de sa charge thermique (la quantité de chaleur à absorber) pour maintenir une surchauffe constante, le bulbe de détendeur est positionné à la sortie de l'évaporateur.

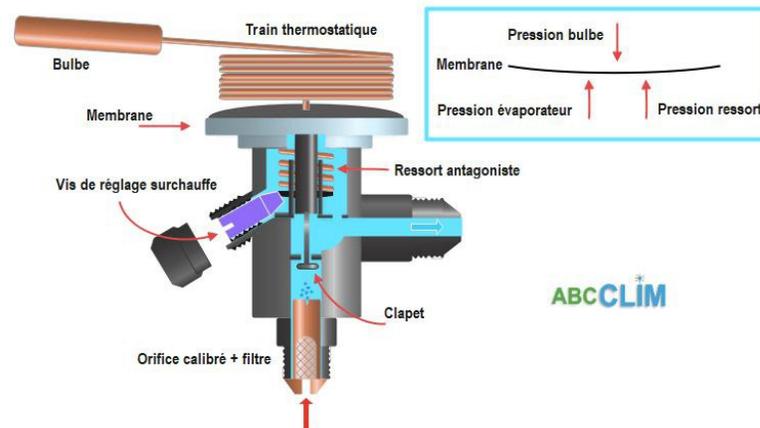


FIGURE II.13 – Détendeur thermostatique

- **Détendeurs a commande électrostatique**

Les détendeurs électroniques par contre ne peuvent fonctionner que moyennant une énergie auxiliaire le cas contraire de détendeurs thermostatiques. Dans ce cas, on parle d'organe de commande et régulateur électronique ou ce qu'on appelle un équipement de réglage. Le détendeur est piloté par un moteur pas à pas, soulevant ou abaissant un pointeau dans une buse étroite de manière à alimenter correctement l'évaporateur de la machine.

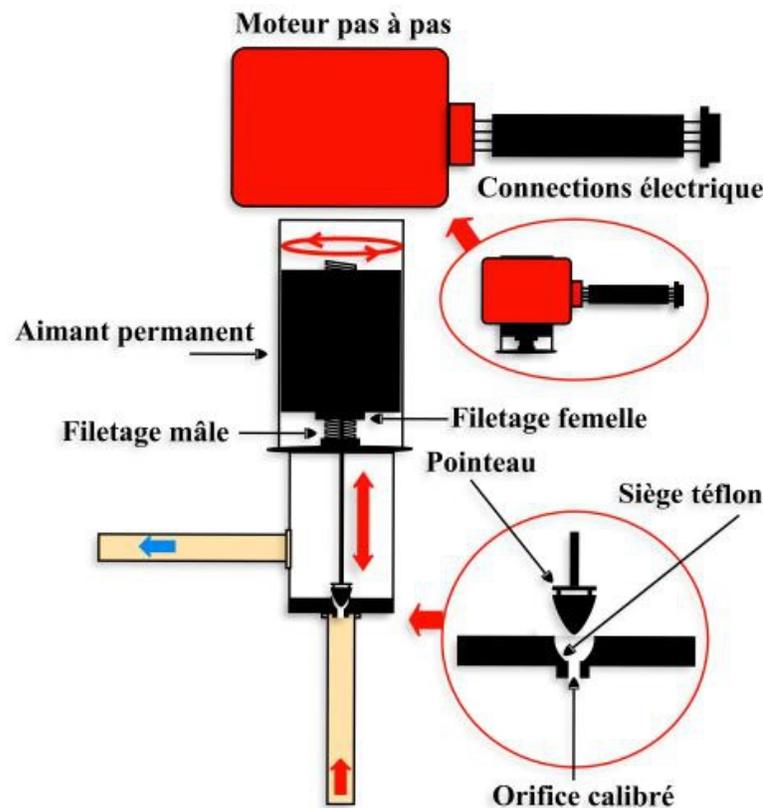


FIGURE II.14 – Détendeur à commande électrostatique

II.7.3 les condenseurs

Dans toute machine frigorifique, le condenseur est l'appareil qui sert à évacuer la chaleur de condensation, dont on rappelle, qu'elle est constituée par la somme de la chaleur extraite à l'évaporateur et de l'équivalent thermique du travail de compression. Donc c'est un échangeur thermique entre le fluide frigorigène en circulation dans l'installation frigorifique et un médium de refroidissement.[10]

Il est caractérisé par trois zones de fonctionnement.

- La zone de désurchauffe qui provoque un exothermique sensible.
- La zone de condensation qui donne une chaleur dite latente.
- La zone de sous refroidissement du liquide ou il libère une chaleur sensible, jusqu'à ce que la température arrive à une valeur égale à celle du médium de refroidissement.

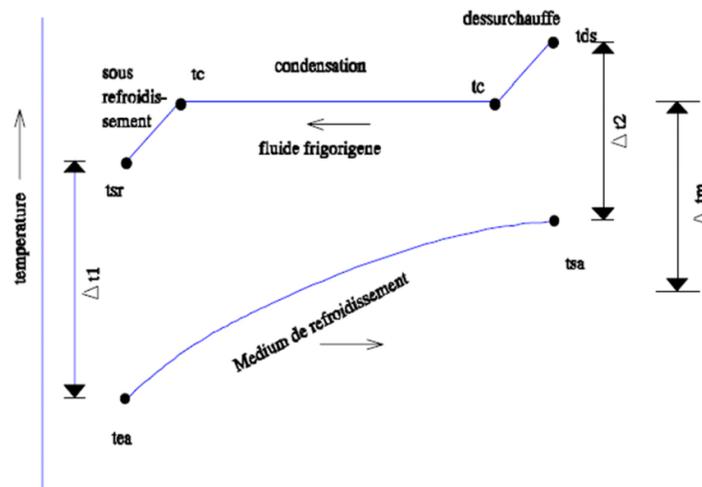


FIGURE II.15 – Les trois zone de fonctionnement d'un condenseur

A.Type des Condenseur

- **Condenseur à air**

On utilise l'air ambiant pour absorber la chaleur que le condenseur doit dissiper, l'air a une très faible chaleur massique, Ce condenseur est très répandu pour les petites et moyennes puissances car l'air est une source gratuite.

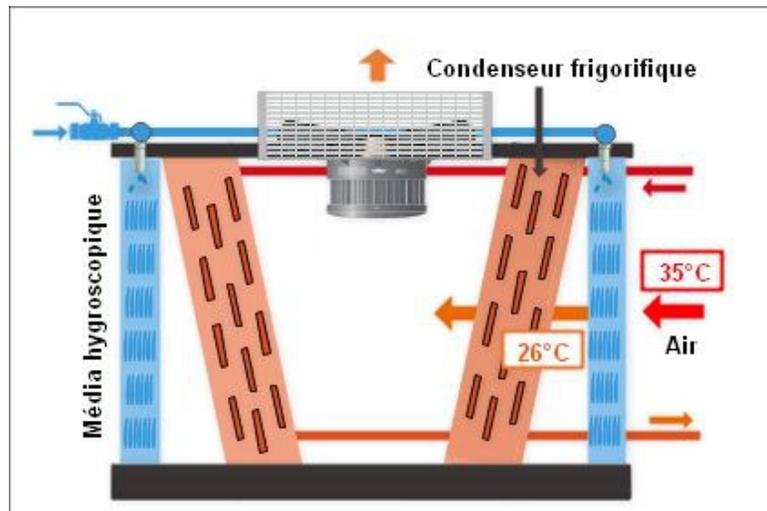


FIGURE II.16 – Condenseur à air

- **Condenseur à eau**

Technologiquement, les condenseurs à eau offrent plus de diversité que les condenseurs à air que peuvent se présenter sous quatre technologies.

- **Condenseurs horizontaux**

Dans le cadre du matériel industriel, ce sont les plus utilisés, car ils sont facile à installer, et assez facile à nettoyer mécaniquement, car les fonds à eau sont démontables.

- **Condenseurs verticaux**

Ces appareils sont surtout utilisés dans l'installation à l'ammoniac. On notera cependant qu'ils sont en voie de disparition.

- **Condenseurs coaxiaux**

C'est un échangeur tubulaire composé de deux tubes superposés et enroulés en spirales ; le fluide réfrigérant circulant alors dans le tube central et l'eau, dans le second. Afin que l'échange thermique soit le plus efficace possible, les fluides circulent à contre-courant. sont surtout utilisés dans des installations de petit puissance, avec des fluide halogénés.

- **Condenseur à plaques**

Ces technologies plus récemment utilisée fontappel aux échangeurs à plaque du type brasé, plaques et joints, soudé, spatulaire.



FIGURE II.17 – Echangeur brasé

Le choix sera fonction du fluide frigorigène et de la nature de l'eau et de la pression de service.

- **Condenseurs évaporatifs ou évapore-condenseurs**

Les évaporecondenseurs sont très largement utilisés dans le froid industriel car ils combinent, en un seul appareil, un condenseur et une tour de refroidissement.

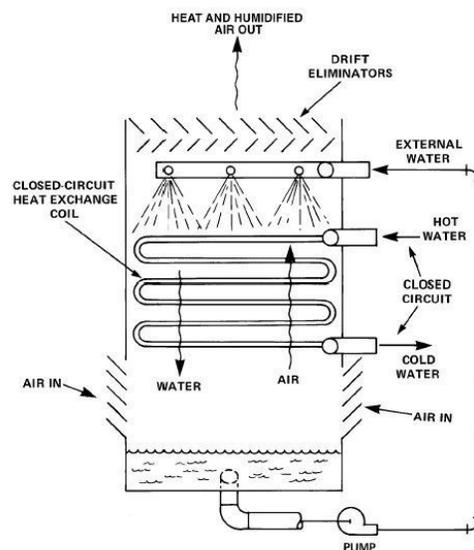


Fig. 4 Indirect-Contact or Closed-Circuit Evaporative Cooling Tower

FIGURE II.18 – Tour de refroidissement

II.7.4 les évaporateurs

L'évaporateur est un échangeur thermique entre le fluide frigorigène en circulation dans l'installation frigorifique et un médium à refroidir.

L'évaporateur est, en définitive, l'appareil le plus important du circuit dont il est l'organe fondamental, le reste du circuit étant là uniquement pour ramener le fluide vaporisé à l'état de liquide. Il permet de transformer le fluide frigorigène de l'état mélange liquide -vapeur à un état de vapeur à basse pression surchauffée[11].

Il existe de nombreux types d'évaporateurs, mais ceux que l'on rencontre le plus fréquemment dans l'industrie frigorifique sont les évaporateurs tubulaires, les évaporateurs à Plaques et les évaporateurs à air.

a.Évaporateurs refroidisseurs d'air

Ils sont à convection naturelle ou à convection forcée.

- **Évaporateurs à circulation d'air naturelle**

Ces appareils peuvent être installés au plafond des chambres (plafonniers) ou contre les parois (murales). Ils sont utilisés lorsque l'on veut réaliser un très faible mouvement d'air et un degréhygrométrique élevé dans les chambres positives (ex. caves d'affinage de certains fromages, triperie et abats).

Ils équipent également certaines chambres négatives. Par exemple, dans des cales de chalutiers.

- **Évaporateur ventilés**

Ils sont de loin les plus répandus, de puissance unitaire allant de quelques kilowatts à 150 kW environ. Ils comportent la batterie, les ventilateurs, la tôle et la cuvette.



FIGURE II.19 – Évaporateur ventilé

B.Évaporateur refroidisseurs du liquide

Le refroidissement des liquides est un problème un peu plus complexe que celui des gaz, car la multiplicité et la variété des liquides est très grande. On distingue quatre catégories : immergés, multitubulaires noyés, multitubulaires à détente sèche et à plaque.

- **Évaporateurs immergés**

Ces appareils sont surtout utilisés, lorsque le refroidissement du liquide ne s'accompagne pas d'un gradient de température important ou autrement dit que le débit de produit est très important, ou que l'on veut bénéficier d'un changement d'état. Ils sont constitués par un ensemble de serpentins ou de tubes horizontaux ou verticaux.

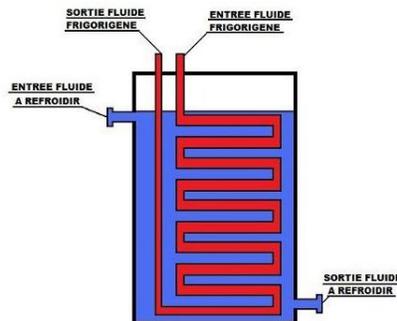


FIGURE II.20 – Évaporateur immergé

- **Évaporateurs multitubulaires noyés**

Ces appareils sont très utilisés pour le refroidissement de l'eau glacée en conjonction avec des compresseurs centrifuges en utilisant des fluides halogénés.

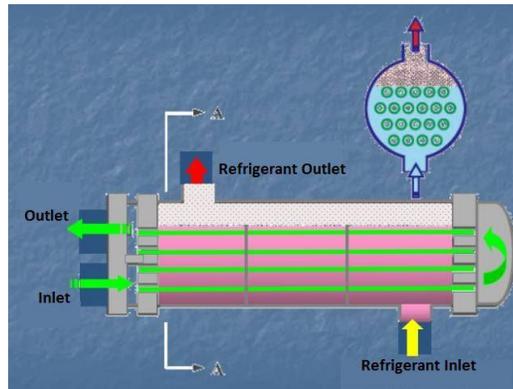


FIGURE II.21 – Évaporateurs immergés

- **Évaporateurs à détente directe**

Dans un évaporateur à détente directe, la circulation du fluide frigorigène s'effectue à l'intérieur des tubes, alors que le liquide à refroidir circule coté calandre. La géométrie spéciale de tubes d'évaporateurs industriels réduit la formation de gel et permet d'espacer les cycles de dégivrage.

Ils sont utilisés essentiellement avec les fluides HFC.

- **Évaporateur à plaques**

Des plaques en inox soudées par point et écartées par gonflage (à forme finale de gaufrage) sont disposées verticalement avec un espacement en fonction de l'objectif défini par l'évaporateur (refroidissement ou accumulation de glace).

II.8 Régulation et fonctionnement en équilibre permanent de la machine frigorifique

Le cycle réel de fonctionnement d'une machine frigorifique se stabilise à partir des températures du milieu qu'il faut refroidir, de l'air extérieur où la chaleur est rejetée, et des caractéristiques dimensionnelles de l'appareil.

Ainsi, la température d'évaporation se stabilisera quelques degrés en dessous de la température du fluide refroidi par l'évaporateur. De même, la température de condensation se

stabilisera quelques degrés au-dessus de la température du fluide de refroidissement du condenseur.

Or, les besoins en froid évoluent en permanence et la température extérieure varie constamment le long de la journée et selon les saisons.

Tout cela va bien-sûr entraîner une modification du taux de compression et une variation de la puissance absorbée. En fonction du régime d'évaporation et de condensation, le compresseur aspirera un débit massique de fluide frigorigène plus ou moins grand, définissant ainsi les puissances frigorifique à l'évaporateur et calorifique au condenseur.

La machine frigorifique peut être assimilée à un ensemble d'équipements, réunis par le réseau de fluide frigorigène et régulés chacun en poursuivant divers objectifs en parallèle.

II.8.1 Régulation du compresseur

Une machine frigorifique est dimensionnée pour vaincre les apports thermiques maximum (ciel bleu, soleil éclatant et 50°C de température, par exemple). Elle est donc la plupart du temps surpuissante. Il faut donc pouvoir adapter la puissance frigorifique du compresseur à la charge partielle réelle.

Diverses techniques de régulation du compresseur sont possibles :

- Arrêter le compresseur par "tout ou rien" ou par étages..
- Réduire sa vitesse de rotation.
- Le mettre partiellement hors service.
- Prévoir un by-pass refoulement-aspiration.
- Obturer l'orifice d'aspiration.

a.Principe de réduction de puissance

Si les conditions d'aspiration et de refoulement restent constantes, la puissance frigorifique ne dépend que du débit masse refoulé. Il est donc possible de modifier la puissance frigorifique d'un compresseur en modifiant son débit masse.

C'est en partant de cette idée que les constructeurs ont imaginé et mis en pratique des dispositifs permettant la diminution dégressive du débit masse des compresseurs.

Sur les compresseurs à vis, l'astuce a consisté à installer un tiroir coulissant entre les deux rotors. Quand le tiroir se déplace vers le refoulement, il réduit l'orifice de refoulement tout en libérant une lumière du coté opposé, faisant ainsi communiquer les gaz en cours de compression avec l'aspiration du compresseur.

Il y a donc une dérivation d'une partie des gaz qui va se traduire par une diminution du débit masse refoulé. Il en découle que la puissance frigorifique du compresseur sera plus faible.

La position du tiroir va déterminer le débit dérivé et par conséquent la puissance frigorifique. Ainsi le tiroir peut prendre toutes les positions imaginables entre 0% et 100% de sa course. En pratique, ceci permet de réguler la puissance frigorifique entre 10% et 100%[12].

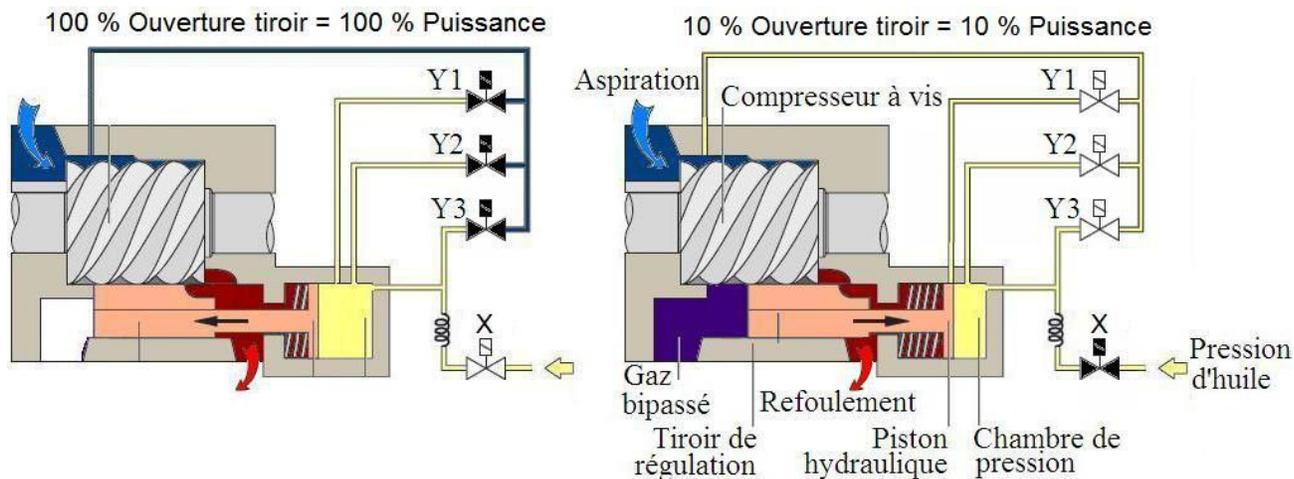


FIGURE II.22 – Variation d'ouverture du tiroir de puissance

II.9 Le cycle frigorifique

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

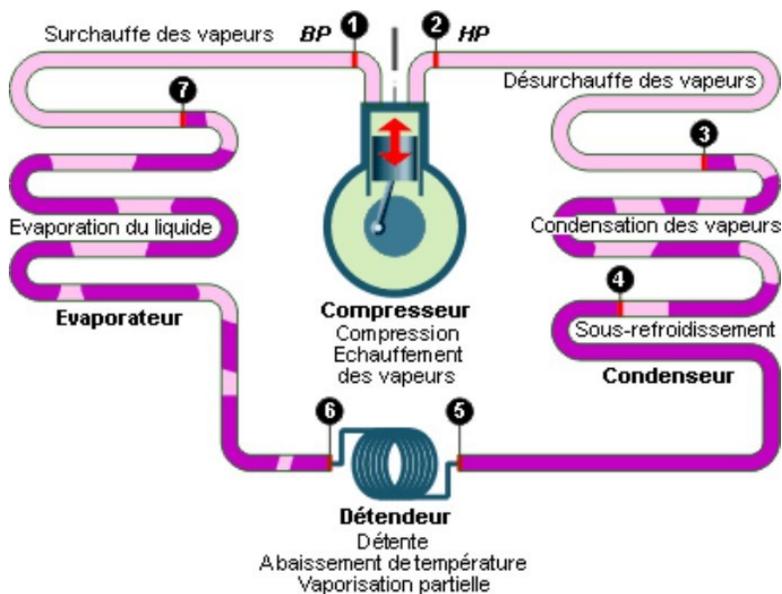


FIGURE II.23 – Le cycle frigorifique

Suivant le schéma de la machine frigorifique de la figure II.23, le fluide frigorigène (FF)

circulant dans le circuit frigorifique suit les évolutions suivantes :

Entre 1 et 2 : compression des vapeurs de fluide frigorigène (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 fluide frigorigène (FF) haute pression (HP)

Entre 3 et 4 : condensation des vapeurs de fluide frigorigène (FF) haute pression (HP) qui deviennent du fluide frigorigène (FF) liquide haute pression (HP)

Entre 4 et 5 : sous refroidissement du fluide frigorigène (FF) liquide haute pression (HP)

Entre 5 et 6 : détente du fluide frigorigène (FF) liquide haute pression (HP) qui devient un mélange de liquide base pression (BP) et d'une faible quantité de vapeurs base pression (BP)
Entre 6 et 7 : évaporation du fluide frigorigène (FF) liquide base pression (BP) qui devient des vapeurs de fluide frigorigène (FF) base pression (BP)

Entre 7 et 1 : surchauffe des vapeurs de fluide frigorigène (FF) base pression (BP) Les différentes évolutions du fluide frigorigène 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.

II.10 Diagrammes thermodynamiques

Pour l'étude d'un cycle de fonctionnement d'une installation frigorifique, nous pouvons utiliser plusieurs diagrammes, ou seront représentées les différents étapes de l'évolution du fluide frigorigène lors de ses transformations. Ces diagrammes, permettront de sélectionner le matériel frigorifique (compresseur, évaporateur, condenseur, tuyauteries, détendeur....), et de mieux comprendre le fonctionnement de ces installations.

II.10.1 Les différents diagrammes

a. Le diagramme en coordonnées pression et volume (diagramme d'Andrews)

diagramme peu pratique et pauvre en grandeur physiques.

b. Le diagramme entropique

C'est un graphique utilisé en thermodynamique pour représenter les transformations d'un système thermodynamique en fonction de la température (T) et de l'entropie (s)..

La figure II.24 donne, à titre d'exemple le diagramme correspondant au R134a.

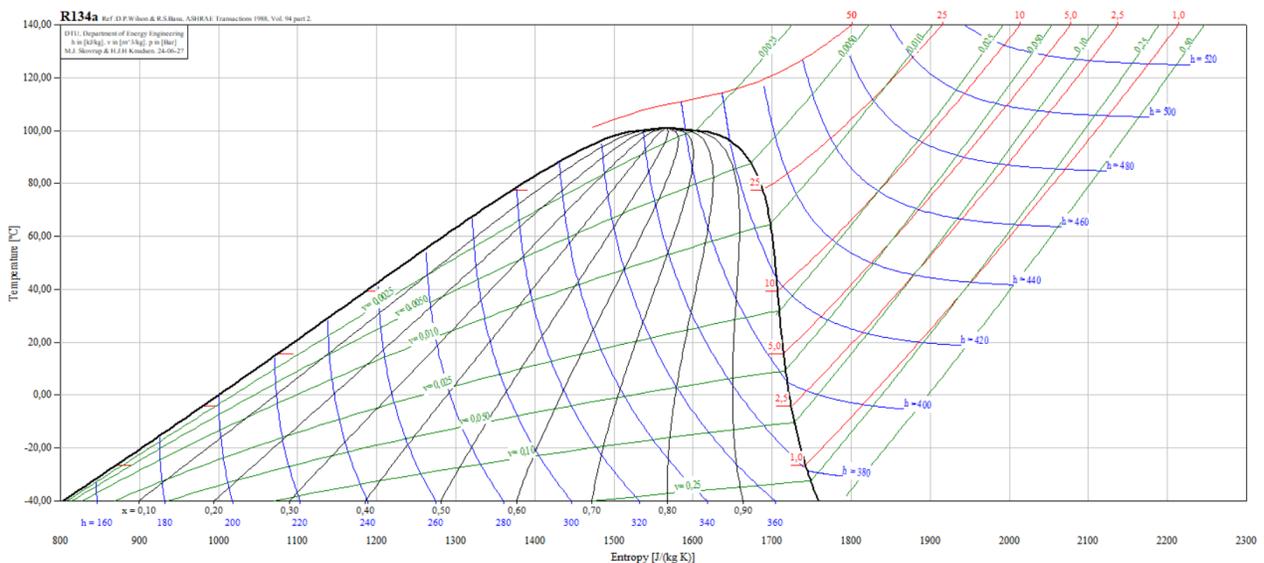
c. Le diagramme de frigoristes

Ce diagramme est traditionnellement utilisé dans l'étude des cycles récepteurs (pompes à chaleur ou machines frigorifiques)

d. Le diagramme enthalpie

Ce diagramme appelé quelquefois diagramme de Mollier il représente en fait la fonction $H = f(\lg p)$, n'est qu'une transformation du précédent, destiné à montrer directement les transferts d'énergie en systèmes ouverts, et présenter l'avantage de l'enthalpie qui intervient en clair dans les coordonnées et qui peut donc être lue sans difficulté.

La figure II.25 donne, à titre d'exemple le diagramme correspondant au R134a



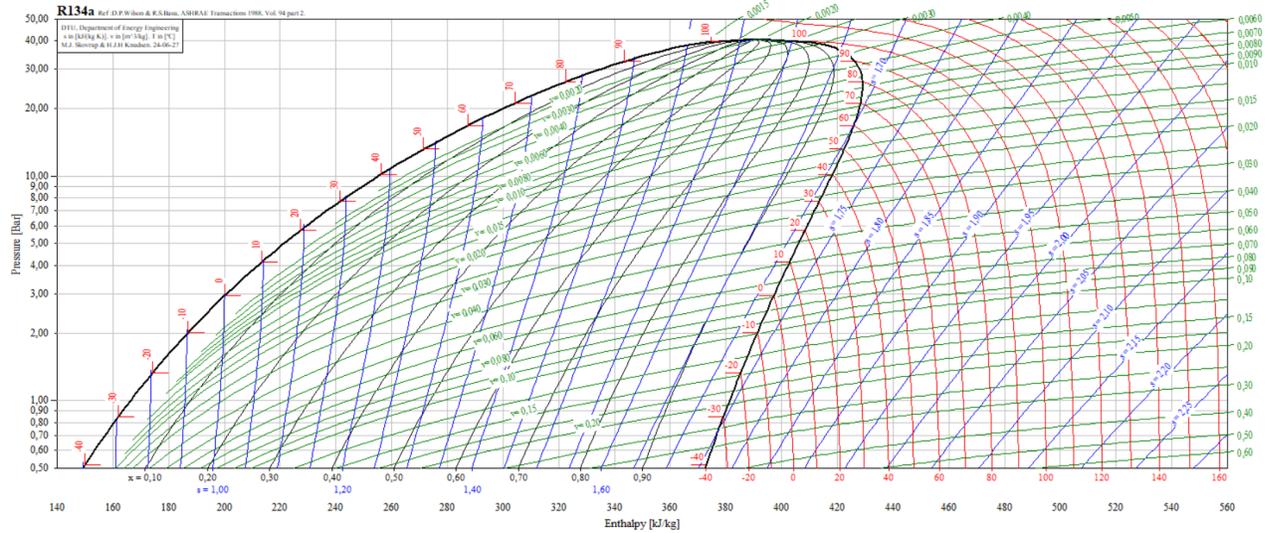


FIGURE II.25 – Diagramme de molet

II.11 Calcul des différentes performances frigorifiques

II.11.1 Débit massique du réfrigérant de l'installation

Le débit massique du réfrigérant représente la quantité de fluide frigorigène qui circule dans un système de réfrigération ou de climatisation par unité de temps. C'est une mesure essentielle pour dimensionner correctement les composants du système.

Il est donné par ces relations suivantes :

$$qm_r = \frac{P_{eff}}{W_{eff}} \quad (\text{II.1})$$

où :

- qm_r : débit massique du réfrigérant [kg/s].
- P_{eff} : puissance effective du compresseur [kW].
- W_{eff} : travail effectif du compresseur [kJ/Kg].

II.11.2 Rendement volumétrique du compresseur

Le rendement volumétrique mesure l'efficacité avec laquelle le compresseur aspire et refoule le fluide frigorigène, par rapport au débit théorique. Il permet d'évaluer les pertes volumétriques et de déterminer le débit réel de réfrigérant circulant dans le système.

$$\eta_v = 1 - 0.05 \cdot \tau \quad (\text{II.2})$$

$$\tau = \frac{HP}{BP} \quad (\text{II.3})$$

où :

- η_v : rendement volumétrique du compresseur.
- τ : taux de compression.
- HP : haute pression du compresseur[bar].
- BP : basse pression du compresseur[bar].

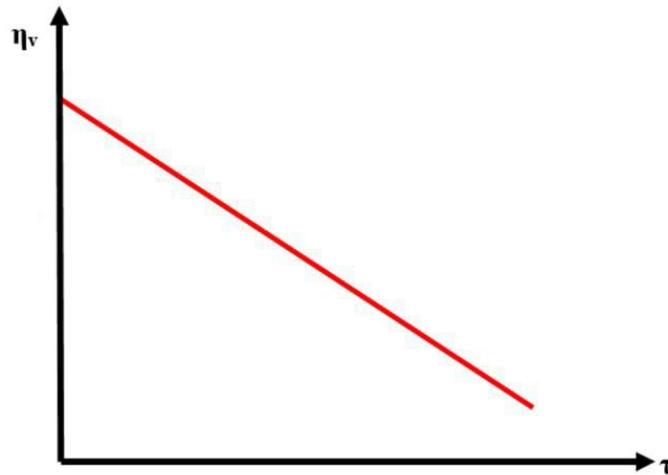


FIGURE II.26 – Variation de rendement volumétrique en fonction du taux de compression

II.11.3 Rendement indicé du compresseur

Il est égal au rapport entre la différence d'enthalpies entre l'entrée et la sortie du compresseur dans le cas réel, et la différence d'enthalpies pour une compression isentropique idéale.

$$\eta_i = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{II.4})$$

$$\eta_i \approx \eta_v \quad (\text{II.5})$$

où :

- h_{2s} : enthalpie massique théorique à la sortie du compresseur [kJ/kg]
- h_2 : enthalpie massique réelle à la sortie du compresseur [kJ/kg].
- h_1 : enthalpie massique à l'entrée du compresseur [kJ/kg].

II.11.4 Rendement effectif du compresseur

Le rendement effectif est une mesure de l'efficacité d'un système en fonction du taux de compression, le taux de compression est une variable clé qui influence la performance du système.

$$\eta_{eff} = 0.8 - 0.004 \cdot (\tau - 5)^2 \quad (\text{II.6})$$

II.11.5 Puissance theorique du compresseur

La puissance théorique du compresseur représente l'énergie minimale nécessaire pour comprimer le fluide frigorigène dans un système de réfrigération, calculée à partir des propriétés thermodynamiques du réfrigérant.

$$P_{th} = qm \cdot (h_{2s} - h_1) \quad (\text{II.7})$$

où :

- P_{th} : puissance théorique [kW].

II.11.6 Travail théorique absorbé par le compresseur

$$W_{th} = h_{2s} - h_1 \quad (\text{II.8})$$

où :

- W_{th} : Travail theorique [kJ/kg].

II.11.7 Travail effectif du compresseur

$$W_{eff} = \frac{W_{th}}{\eta_{eff}} \quad (\text{II.9})$$

II.11.8 Puissance effective du compresseur

$$P_{eff} = \frac{P_{elec}}{1.2} \quad (\text{II.10})$$

où :

- P_{elec} : puissance électrique [kW].

II.11.9 Coefficient de performance frigorifique [COP]

Le coefficient de performance (COP) est une mesure de l'efficacité d'un dispositif ou d'un système énergétique, notamment dans les domaines de la réfrigération, de la climatisation et des pompes à chaleur. Il se définit comme le rapport entre la quantité de chaleur produite ou transférée par le système et l'énergie consommée pour réaliser ce transfert. Mathématiquement, il est exprimé par :

$$COP = \frac{\dot{E}nergie\ utile(chaleur\ transférée)}{\dot{E}nergie\ consommée} \quad (II.11)$$

$$COP = \frac{\phi_0}{qm_R \cdot (h_2 - h_1)} \quad (II.12)$$

II.11.10 Titre de vapeur

Le titre de vapeur, souvent noté "x", est une grandeur physique qui représente la fraction massique de vapeur saturée dans un mélange diphasique liquide-vapeur.

$$X = \frac{h - h_{xliq}}{h_{xvap} - h_{xliq}} = \frac{S - S_{xliq}}{S_{xvap} - S_{xliq}} \quad (II.13)$$

II.11.11 Puissance frigorifique de l'évaporateur

$$\phi_0 = qm_R(h_1 - h_5) \quad (II.14)$$

- h_5 :enthalpie à l'entrée de l'évaporateur [kJ/kg].
- ϕ_0 :puissance frigorifique de l'évaporateur [kJ/kg].

II.11.12 Quantité de chaleur cédée au condenseur

$$Q_c = h_2 - h_4 \quad (II.15)$$

- Q_c :Quantité de chaleur cédée au condenseur [kJ/kg].

II.11.13 puissance cédée au condenseur

$$P_c = Q_c \cdot qm_r \quad (II.16)$$

- P_c :puissance cédée au condenseur [kW].

II.12 Descriptif technique du groupe de production d'eau glacée

Le modèle RTAC 400 SE STD est l'un des groupes de production d'eau glacée les plus performants du constructeur « TRANE », sa puissance frigorifique peut atteindre la valeur de 1 700 kW en fonctionnement nominal.

Le fluide frigorigène utilisé est le R134a, le groupe contient deux circuits identiques, désignés par les lettres « A » et « B », qui fonctionnent séparément mais partagent en commun un évaporateur noyé. Ainsi, en plus du ventilateur commun chaque circuit contient respectivement :

- 2 compresseurs bi-vis en parallèle.
- 12 condenseurs à air .
- 12 ventilateurs.
- 1 économiseurs (échangeur à plaque).
- 1 vannes de détente électrostatique.

L'eau acheminée en direction des chillers passe à l'intérieur des tubes de l'évaporateur (en cuivre avec ailette en cuivre des côtés intérieur et extérieur) et traverse l'évaporateur de part en part pour être refroidie, alors que le fluide frigorigène du circuit A et celui du circuit B passe chacun à travers les deux calandres de l'évaporateur séparées par une plaque au milieu. La plaque permet aux deux débits de R134a de ne pas se mélanger, permettant ainsi un fonctionnement indépendants des deux circuits.

II.12.1 Fluide frigorigène R134a

Les circuits A et B contiennent presque 182 kg de R134a chacun. Le R134a est un hydrocarbure halogéné de formule brute $C_2H_2F_4$, utilisé principalement comme fluide frigorigène. Composé de la classe des hydrofluorocarbures (HFC), il n'a pas d'impact sur la couche d'ozone (ODP=0), et ainsi donc a été désigné pour remplacer les divers CFC (en particulier le dichlorodifluorométhane R-12) dans les systèmes frigorifiques. Toutefois, il s'est avéré plus tard que sa contribution à l'effet de serre est très grande (GWP=1430).

- **Propriétés physiques et chimiques du R134a :**

État physique : gaz liquéfié;

Couleur : incolore;

Odeur : légèrement éthérée;

pH : non applicable;

Point de fusion : -101°C ;

Température d'ébullition : -26.4°C ;

Température critique : 101°C ;

Pression critique : 4070 [kPa];

Pression de vapeur : 5.7 [bar] absolu à 20°C ; 13.2 [bar] absolu à 50°C ;

Densité de vapeur (air = 1) : 3.6 ;

Masse volumique : 1226 [kg/m^3] à 20°C ; 1103 [kg/m^3] à 50°C ;

II.13 Conclusion

Dans ce chapitre on a exploité d'une manière globale les différents éléments d'une machine frigorifique et ses éléments, en passant sur les aspects techniques et thermodynamiques des différents paramètres (puissance frigorifique, taux de compression, le débit du R134a, le coefficient de performance.....) et c'est ce qu'on va voir dans le chapitre trois qui est l'application numérique

Analyse thermodynamique

III.1 Introduction

Dans ce chapitre nous avons explorés l'évolution des calculs thermodynamiques sur le groupe de production d'eau glacée chiller sur une période étendue de quatre jour en utilisant le logiciel coolpack qui es un Logiciel de simulation thermodynamique utilisé principalement pour la conception et l'analyse des systèmes frigorifiques et de climatisation ce qui vas nous permettre de calculer et d'analyser les différents paramètres et de comprendre le fonctionnement de la machine.

III.2 Etude de l'installation

Une étude comparative de deux circuits de l'installation ce fera en passant par le calcul des débits de R134a et de la charge frigorifique aussi déterminent le taux de compression et le coefficient de la performance.

III.2.1 Présentation de l'installation

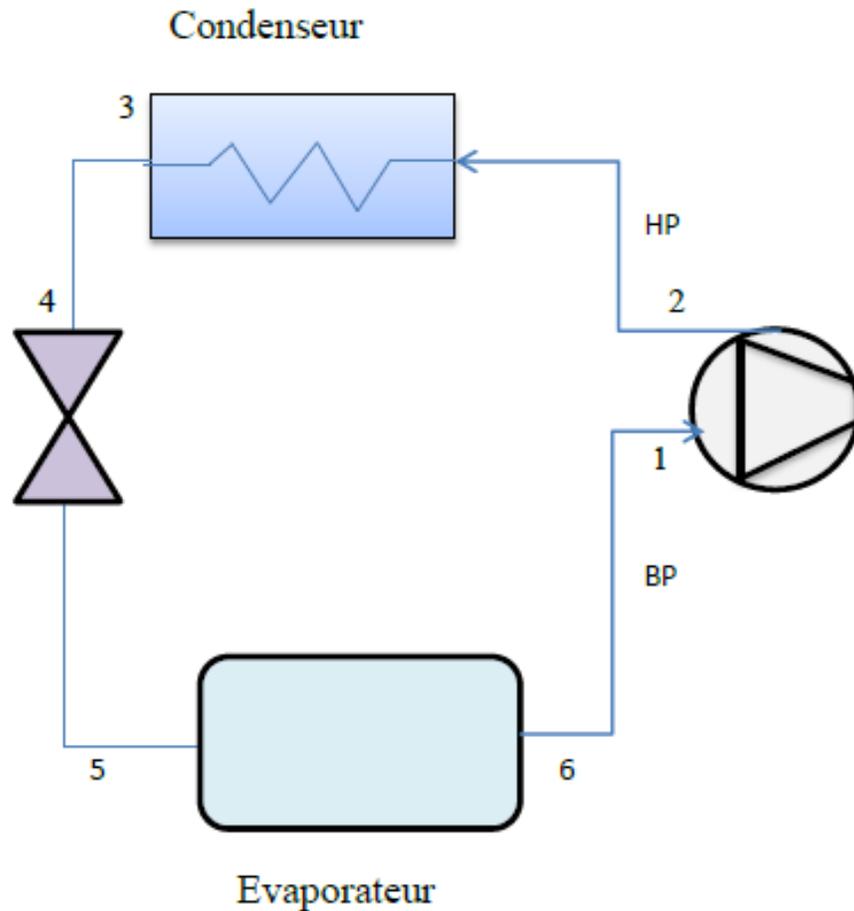


FIGURE III.1 – Schéma de l'installation

- **Entre 1 et 2** compression de vapeur de fluide frigorigène permet d'élever sa pression (de basse pression vers haute pression).
- **Entre 2 et 3** le vapeur de fluide frigorigène se refroidit (désurchauffe). Puis le vapeur de fluide frigorigène se condense qui deviennent fluide frigorigène liquide.
- **Entre 3 et 4** le fluide frigorigène liquide sous refroidissement.
- **Entre 5 et 6** le fluide frigorigène se vaporise partiellement, ce qui abaisse sa température.
- **Entre 5 et 6** évaporation du fluide frigorigène liquide qui devient de vapeur de fluide frigorigène à basse pression.
- **Entre 6 et 1** surchauffée de vapeur de fluide frigorigène basse pression.

III.3 Etude thermodynamique

III.3.1 Régime de fonctionnement

a. Etude de premier cas

- **La charge frigorifique**

$T_{\text{Refoulement}} = -1.43\text{ °C}$: température de refoulement d'eau glacée ;

$T_{\text{retour}} = 5\text{ °C}$: température de retour d'eau glacée ;

$q_{v\text{ eg}} = 45\text{ L/s}$: débit volumique d'eau nécessaire ;

$$q_{meg} = \rho_{eg} \cdot q_{v\text{ eg}} = 45 \times \frac{45}{1000}; \quad (\text{III.1})$$

$\rho_{eg} = 1036\text{ kg/m}^3$: masse volumique de l'eau ;

$q_{meg} = 46.35\text{ kg/s}$: débit massique d'eau nécessaire ;

$$\Phi_0 = C_{eg} q_m \Delta T \quad (\text{III.2})$$

Avec : $\Delta T = 6.43\text{ °C}$; $C_{eg} = 3.77\text{ [kJ/kg.°C]}$

$$\Phi_0 = 3.77 \times 46.65 \times 6.43$$

$$\Phi_0 = 1130.84\text{ [kW]}$$

- **Premier cycle (28 mai)**
- HP = 9.894 bar $\rightarrow T_k = 39\text{ °C}$,
- BP = 2.434 bar $\rightarrow T_0 = -5\text{ °C}$,
- La surchauffe dans l'évaporateur est négligeable,
- La surchauffe à l'entrée du compresseur est de 10 °C ,
- Le sous-refroidissement dans le condenseur est négligeable,
- Le sous-refroidissement à l'entrée du détendeur est de 5 °C .

Points	Temperature [°C]	Pressure [bar]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg K]
1	5	2.434	403.23	1,7577
2s	53.04	9.894	433.80	1.7577
2	59.92	9.894	441.44	1.7808
3	39	9.894	254.67	1.1849
4	34	9.894	247.28	1.1614
5	-5	2.434	247.28	1.1781
6	-5	2.434	394.28	1.7249

TABLE III.1 – Coordonnées thermodynamiques de chaque point du cycle

Taux de compression

$$\tau = \frac{HP}{BP} \quad (\text{II.3})$$

$$\tau = \frac{9.894}{2.434}$$

$$\tau = 4.06$$

Rendement volumétrique

$$n_v = 1 - 0.05 \cdot (\tau) \quad (\text{II.2})$$

$$n_v = 1 - 0.05 \cdot (4.06)$$

$$n_v = 0.80$$

Calcul de point

$$\eta_i \approx \eta_v \quad (\text{II.5})$$

$$\eta_i \approx 0.80$$

$$\eta_i = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{III.3})$$

$$h_2 = h_1 + \frac{1}{\eta_i}(h_{2s} - h_1) \quad (\text{II.4})$$

$$h_{2s} = 441.44 \text{ [kJ/kg]}$$

Titre de vapeur point 5

$$h_4 = h_5 = 247.28 \text{ [KJ/Kg]}$$

$$X = \frac{h_5 - h_{5liq}}{h_{5vap} - h_{5liq}} \quad (\text{II.13})$$

$$X = 0.271$$

$$S_{5liq} = S_{5liq} + X_s \cdot (S_{4vap} - S_{4liq})$$

$$s_{5liq} = 1.178 \text{ [kJ/kg K]}$$

Rendement effectif

$$\eta_{eff} = 0.8 - 0.004 \cdot (\tau - 5)^2 \quad (\text{II.6})$$

$$\eta_{eff} = 0.8 - 0.004 \cdot (4.06 - 5)^2$$

$$\eta_{eff} = 0.80$$

Travail théorique absorbée par le compresseur

$$W_{th} = h_{2s} - h_1 \quad (\text{II.8})$$

$$W_{th} = 433.80 - 403.23$$

$$W_{th} = 30.57 \text{ [kJ/kg]}$$

Travail effectif du compresseur

$$W_{eff} = \frac{W_{th}}{\eta_{eff}} \quad (\text{II.9})$$

$$W_{eff} = \frac{30.57}{0.79}$$

$$W_{eff} = 38.21 \text{ [kJ/kg]}$$

Calcule de la puissance électrique

Dans notre cas il est favorable de prendre le pourcentage d'ouverture de la course totale du tiroir a 79%

On a :

$$P_{electot} = 198.5 \text{ [kW]}$$

$$P_{elec} = (198.5)(0.79)$$

$$P_{elec} = 156.82 \text{ [kW]}$$

Puissance effective du compresseur

$$P_{eff} = \frac{P_{elec}}{1.2} \quad (\text{II.10})$$

$$P_{eff} = \frac{156.82}{1.2}$$

$$P_{eff} = 130.68 \text{ [kW]}$$

Débit de R134a

$$qm_r = \frac{P_{eff}}{W_{eff}} \quad (\text{II.1})$$

$$qm_r = \frac{130.68}{38.21}$$

$$qm_r = 3.42 \text{ [kg/s]}$$

Puissance théorique absorber par le compresseur

$$P_{th} = qm_r \cdot w_{th} \quad (\text{II.7})$$

$$P_{th} = (3.42)(30.57)$$

$$P_{th} = 104.55 \text{ [kW]}$$

Quantité de chaleur cédée au condenseur

$$Q_c = h_2 - h_4 \quad (\text{II.15})$$

$$Q_c = 441.44 - 247.28$$

$$\Phi_c = 194.16 \text{ [kJ/kg]}$$

Puissance cédée au condenseur

$$P_c = Q_c \cdot qm_r \quad (\text{II.16})$$

$$P_c = 664.03 \text{ [kJ/kg]}$$

Puissance frigorifique de l'évaporateur

$$\Phi_0 = qm_r \cdot (h_1 - h_5) \quad (\text{II.14})$$

$$\Phi_0 = 533.35 \text{ [kW]}$$

Coefficient de performance

$$COP = \frac{\Phi_0}{qm_r \cdot (h_2 - h_1)} \quad (\text{II.12})$$

$$COP = \frac{qm_r \cdot (h_1 - h_5)}{qm_r \cdot (h_2 - h_1)}$$

$$COP = 4.08$$

- Deuxième cycle (28 décembre) :
- HP = 8.153 bar $\rightarrow T_c = 33$ °C,
- BP = 2.344 bar $\rightarrow T_0 = -6$ °C,
- La surchauffe dans l'évaporateur est négligeable,
- La surchauffe à l'entrée du compresseur est de 10 °C,
- Le sous – refroidissement dans le condenseur est négligeable,
- Le sous – refroidissement à l'entrée du détendeur est de 5 °C.

Points	Temperature [°C]	Pressure [bar]	Enthalpy [kJ/kg]	Entropy [kJ/kg K]
1	4	2.344	402.60	1,7582
2s	47	8.386	430.33	1.7582
2	52.65	8.386	436.42	1.7771
3	33	8.386	245.82	1.1567
4	28	8.386	240.02	1.1378
5	-6	2.344	240.02	1.1521
6	-6	2.344	393.69	1.7255

TABLE III.2 – Coordonnées thermodynamiques de chaque point du cycle

Taux de compression

$$\tau = \frac{HP}{BP} \quad (\text{II.3})$$

$$\tau = \frac{9.894}{2.434}$$

$$\tau = 3.6$$

Rendement volumétrique

$$n_v = 1 - 0.05 \cdot (\tau) \quad (\text{II.2})$$

$$n_v = 1 - 0.05 \cdot (4.06)$$

$$n_v = 0.82$$

Calcul de point

$$\eta_i \approx \eta_v \quad (\text{II.5})$$

$$\eta_i \approx 0.82$$

$$\eta_i = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{II.4})$$

$$h_2 = h_1 + \frac{1}{\eta_i}(h_{2s} - h_1)$$

$$h_{2s} = 430.33 \text{ [kJ/kg]}$$

Titre de vapeur au point 5

$$h_4 = h_5 = 240.02 \text{ [kJ/kg]}$$

$$X_5 = \frac{h_5 - h_{5liq}}{h_{5vap} - h_{5liq}} \quad (\text{II.13})$$

$$X = 0.27$$

$$S_{5liq} = S_{5liq} + X_5 \cdot (S_{4vap} - S_{4liq}) \quad (\text{III.4})$$

$$s_{5liq} = 1.178 \text{ [kJ/kg K]}$$

Rendement effectif

$$\eta_{eff} = 0.8 - 0.004 \cdot (\tau - 5)^2 \quad (\text{II.6})$$

$$\eta_{eff} = 0.8 - 0.004 \cdot (3.6 - 5)^2$$

$$\eta_{eff} = 0.79$$

Travail théorique absorbée par le compresseur

$$W_{th} = h_{2s} - h_1 \quad (\text{II.8})$$

$$W_{th} = 430.80 - 402.6$$

$$W_{th} = 27.73 \text{ [kJ/kg]}$$

Travail effectif du compresseur

$$W_{eff} = \frac{W_{th}}{\eta_{eff}} \quad (\text{II.9})$$

$$W_{eff} = \frac{27.73}{0.79}$$

$$W_{eff} = 35.10 \text{ [kJ/kg]}$$

Calcul de la puissance électrique

Dans notre cas il est favorable de prendre le pourcentage d'ouverture de la course totale du tiroir a 79%

On a :

$$P_{electot} = 198.5 \text{ [W]}$$

$$P_{elec} = (198.5)(0.79)$$

$$P_{elec} = 156.82 \text{ [kW]}$$

Puissance effective du compresseur

$$P_{eff} = \frac{P_{elec}}{1.2} \quad (\text{II.10})$$

$$P_{eff} = \frac{156.82}{1.2}$$

$$P_{eff} = 130.68 \text{ [kW]}$$

Débit de R134a

$$qm_r = \frac{P_{eff}}{W_{eff}} \quad (\text{II.1})$$

$$qm_r = \frac{130.68}{35.10}$$

$$qm_r = 3.72 \text{ [kg/s]}$$

Puissance théorique absorbée par le compresseur

$$P_{th} = qm_r \cdot w_{th} \quad (\text{II.7})$$

$$P_{th} = (3.72)(27.73)$$

$$P_{th} = 103.15 \text{ [kW]}$$

Quantité de chaleur cédée au condenseur

$$Q_c = h_2 - h_1 \quad (\text{II.15})$$

$$Q_c = 436.42 - 240.2$$

$$Q_c = 196.4 \text{ [kJ/kg]}$$

Puissance cedée au condenceur

$$P_c = Q_c \cdot qm_r \quad (\text{II.16})$$

$$P_c = 730.61 \text{ [kW]}$$

Puissance frigorifique de l'évaporateur

$$\Phi_0 = qm_r \cdot (h_1 - h_5) \quad (\text{II.14})$$

$$\Phi_0 = 604.80 \text{ [KW]}$$

Coefficient de performance

$$COP = \frac{\Phi_0}{qm_r \cdot (h_2 - h_1)} \quad (\text{II.12})$$

$$COP = \frac{qm_r \cdot (h_1 - h_5)}{qm_r \cdot (h_2 - h_1)}$$

$$COP = 4.80$$

b. Etude des autres cas

	Cycle1 28dec	Cycle2 28dec	Cycle1 15mai	Cycle2 15mai
HP [bar]	9.894	8.386	8.153	9.894
BP [bar]	2.434	2.344	2.623	2.344
τ	4.06	3.60	3.10	4.22
$\eta_v = \eta_i$	0.80	0.82	0.79	0.80
η_{eff}	0.80	0.79	0.84	0.80
W_{th} [kJ/Kg]	30.57	27.73	24.66	31.39
W_{eff} [kJ/Kg]	38.21	35.10	30.83	39.24
Tiroir	0.79	0.79 3	0.5	0.5
P_{elec} [kW]	156.82	156.82	99.25	99.25
P_{eff} [kW]	130.68	130.68	82.71	82.71
qm_r [kg/s]	3.42	3.72	2.68	2.11
ϕ_0 [kW]	533.35	604.80	448.47	327.73
P_{th} [kW]	104.55	103.16	69.09	66.23
Q_c [kJ/kg]	194.16	402.60	196.7	194.55
P_c [kW]	664.03	730.61	527.16	410.50
COP	4.08	4.8	5.7	3.96

TABLE III.3 – Résultats des quatre cas étudiés, partie 1

	Cycle1 16mai	Cycle2 16mai	Cycle1 29mai	Cycle2 29mai
HP [bar]	9.117	9.894	9.117	9.63
BP [bar]	2.527	2.434	2.527	2.344
τ	3.60	4.06	3.60	4.1
$\eta_v = \eta_i$	0.82	0.80	0.82	0.79
η_{eff}	0.79	0.80	0.79	0.80
W_{th} [kJ/kg]	27.95	30.57	27.95	30.79
W_{eff} [kJ/kg]	35.38	38.21	35.38	38.49
Tiroir	0.55	0.55	0.5	0.5
P_{elec} [kW]	109.18	109.18	99.25	99.25
P_{eff} [kW]	90.98	130.68	82.71	82.17
qm_r [kg/s]	2.57	2.38	2.34	2.15
ϕ_0 [kW]	413.64	371.16	376.62	337.077
P_{th} [kW]	71.83	72.76	65.403	66.2
Q_c [kJ/kg]	195.04	194.16	195.04	195.65
P_c [kW]	501.25	462.10	456.39	420.65
COP	4.72	4.08	4.72	4.02

TABLE III.4 – Résultats des quatre cas étudiés, partie 2

b. Les charges de chaque cycle

- 28 decembre

$$\Phi_{0t} = 1138 \text{ [kW]}$$

$$\Phi_{eg} = 1030.84 \text{ [kW]}$$

- 15 Mai

$$\Phi_{0t} = 776.2 \text{ [kW]}$$

$$\Phi_{eg} = 765.04 \text{ [kW]}$$

- 16 Mai

$$\Phi_{0t} = 1138 \text{ [kW]}$$

$$\Phi_{eg} = 1030.84 \text{ [kW]}$$

- 29 Mai

$$\Phi_{0t} = 713.70 \text{ [kW]}$$

$$\Phi_{eg} = 714.03 \text{ [kW]}$$

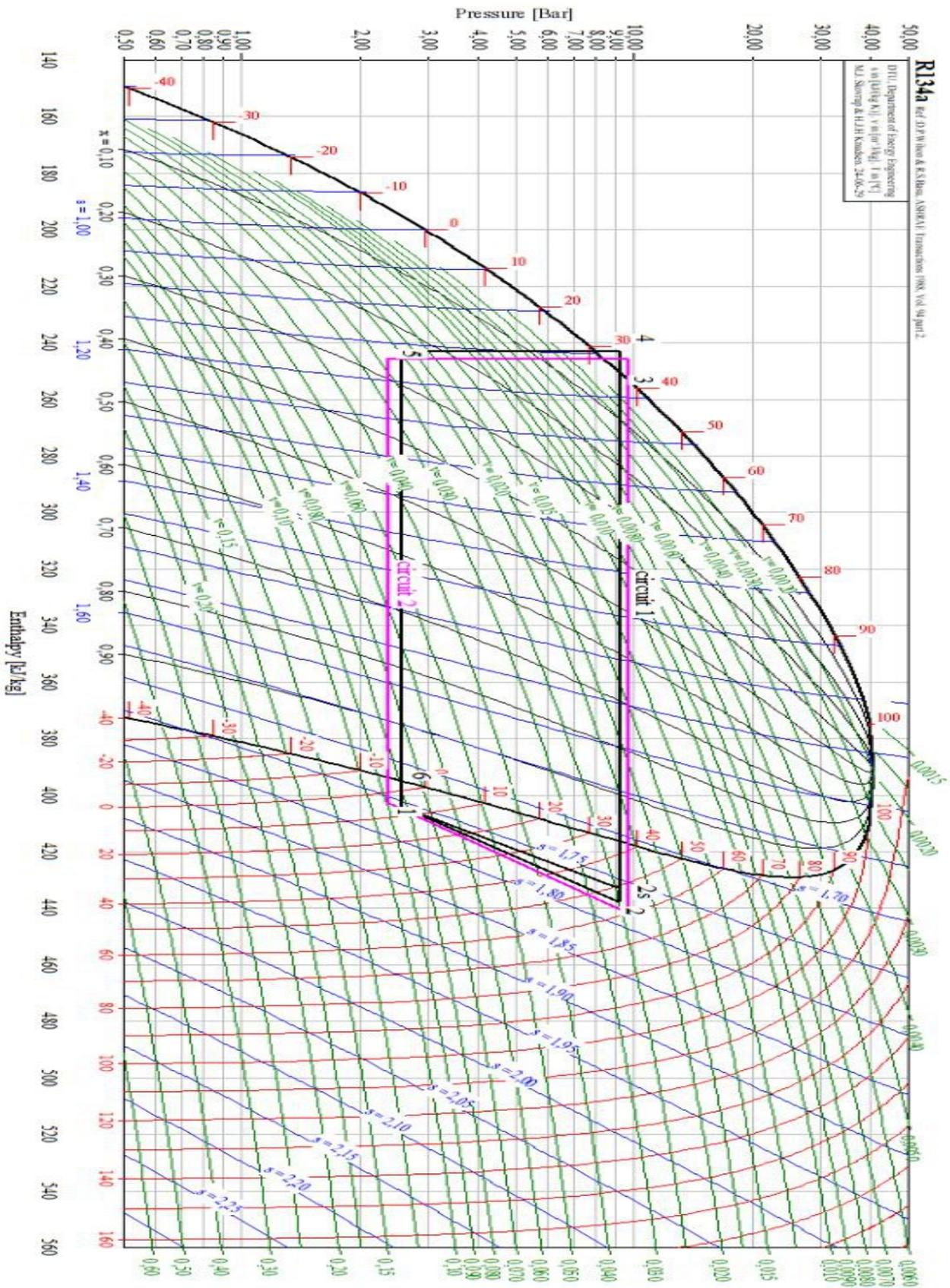


FIGURE III.2 – Tracé du cycle enthalpique du 29 mai

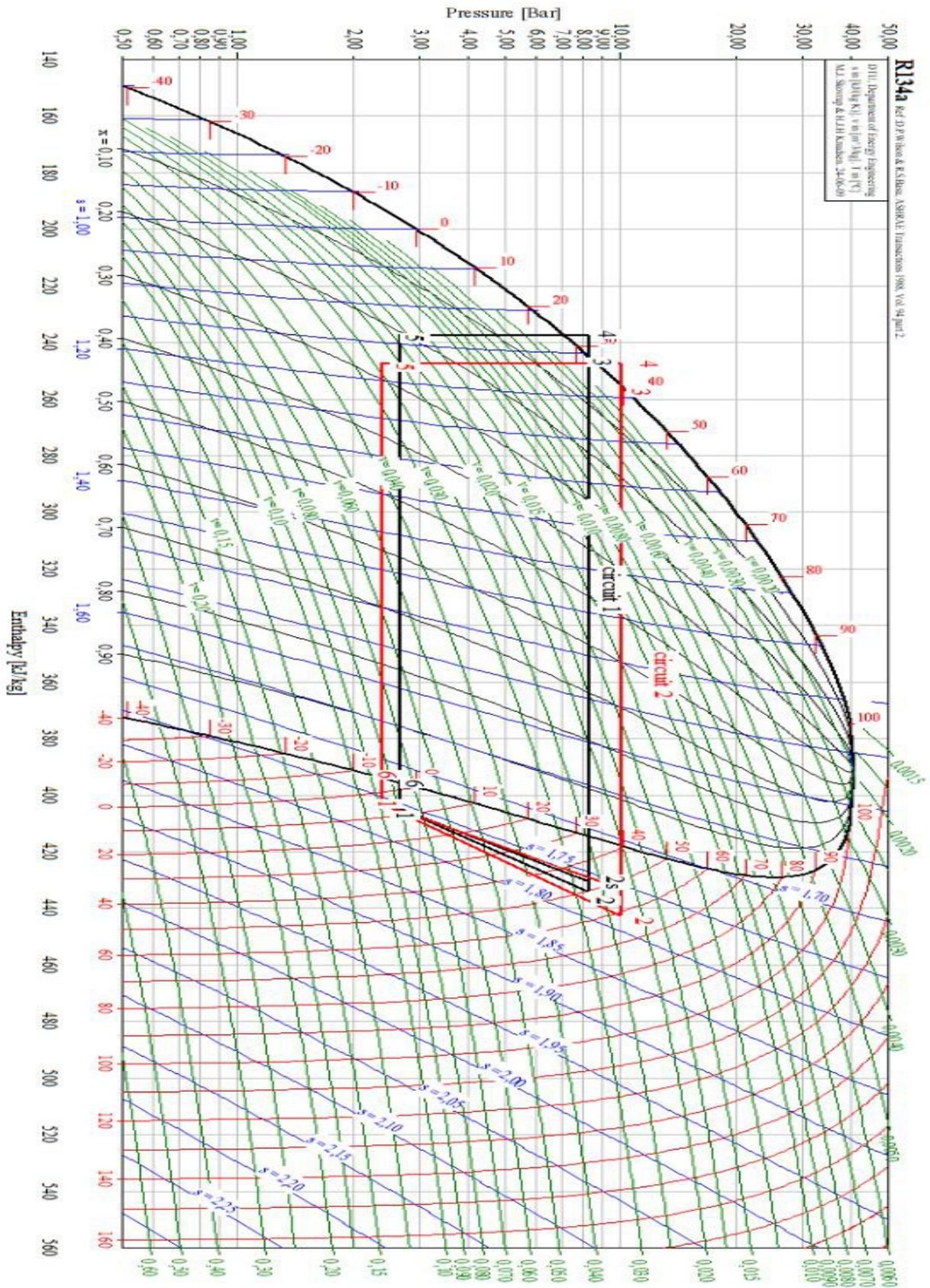


FIGURE III.5 – Tracé du cycle enthalpique du 15 mai

III.4 Conclusion

On peut voir que la machine fonction a deux taux de compression différents pour les deux cycles cela signifie que ces compresseurs sont conçus pour être capable d'opérer à deux niveau différents de pression et de compression. Ce qui nous offre des avantages potentiels en terme d'efficacité énergétique, de flexibilité opérationnelle et de capacité à répondre efficacement aux fluctuation de charge contribuant ainsi à une meilleure performance globale du système.

On peut voir que le pourcentage d'ouverture du tiroir de compression joue un rôle qui influence la capacité de refroidissement du système et le débit du R134a en modifiant le volume de compression à l'intérieur du compresseur en ajustant la position de tiroir. Et c'est ce qu'on peut voir dans l'étude du 28 décembre là où le tiroir est ouvert à 79 pourcent et qui représente la charge frigorifique la plus grande (1138,15 KW) et le plus grand débit du R134a (3,42 Kg/s) pour le premier circuit, et (3,72 Kg/s) pour le deuxième circuit.

On remarque aussi que l'augmentation du débit du R134a engendre une augmentation de coefficient de performance COP ce qui est le cas du 28 décembre.

On remarque aussi que quand le taux de compression augmente le rendement volumétrique et le rendement indiqué diminuent.

On Peut voir aussi que le tiroir de compression à une influence sur la puissance électrique, c'est à dire quand le tiroir est ouvert à 100 pourcent la consommation électrique est au sommet ainsi l'augmentation du débit et de la puissance frigorifique.

Et pour finir, cette machine frigorifique de production d'eau glacée CHILLER et une machine d'une grande intelligence d'adaptation au besoin de l'entreprise peu importe les conditions externes à Bejaïa.

Conclusion générale

Au cours de notre stage au sein de l'entreprise CEVITAL, nous avons été amenés à traiter un sujet portant sur la production d'eau glacée pour le raffinage d'huile.

Après avoir mené une étude thermodynamique pendant quatre jours sur la machine frigorifique fonctionnant au R134a, nous avons cherché à comprendre le fonctionnement et l'adaptation de la machine aux besoins de l'industrie, peu importe les conditions externes.

À l'issue de cette étude, nous avons pu évaluer une analyse comparative des performances thermodynamiques et de déduire que :

- Le compresseur joue un rôle central dans ces systèmes en exerçant une influence directe sur la puissance frigorifique disponible. Sa capacité à comprimer et à liquéfier le réfrigérant, en alternant la position du tiroir coulissant entre les deux rotors, influence directement le débit massique refoulé, déterminant ainsi la capacité globale du système. Pour extraire la chaleur et produire du froid, une sélection appropriée du type de compresseur ainsi qu'une maintenance régulière sont donc cruciales pour assurer une efficacité énergétique maximale et des performances durables.

En conclusion, l'optimisation de la production de froid dans le raffinage d'huile, avec une attention particulière à l'impact du compresseur sur la puissance frigorifique, est indispensable pour répondre aux exigences croissantes en matière de qualité du produit et de durabilité environnementale. Des avancées continues dans cette technologie sont nécessaires pour relever les défis futurs et exploiter pleinement les avantages du froid industriel de manière efficace et responsable.

Enfin, nous espérons que ce modeste travail pourra être bénéfique à la future promotion d'études, mais surtout à l'entreprise qui a bien voulu nous offrir l'opportunité de le réaliser.

Bibliographie

- [1] Documentation sarl cevital algérie.
- [2] Lucien Borel. *Thermodynamique et énergétique*. Presses Polytechniques Romand, 1984.
- [3] Olivier PERROT. Cours de machines frigorifiques. I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque, 2010-2011.
- [4] C. Shein and R. Radermacher. Scroll compressor simulation model. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 123, 2001.
- [5] Francis Meunier, Paul Rives, and Marie France Terrier. *Froid Industriel*. Édition Dunod, 2005.
- [6] Maxime DUMINIL. Cours de production du froid. E.C. Paris.
- [7] Vrinat G. Production du froid. *Technologie des machines industrielles. B 2 365, traité Génie énergétique, Techniques de l'Ingénieur*, oct 1991.
- [8] L. CUVELIER. Comprimer l'air, les compresseurs. source le guide des automatismes, www.cuvelier-ludovic.fr.
- [9] Les composants d'une pompe a chaleur. Web.
- [10] P. DALL ZOTTO, J.M. LARRE, A. MERLET, and L. PICAU. *MEMONTECH genie énergétique*. France, oughla mehdi edition, 2000.
- [11] Hossein FALLAHSOHI. *Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques appliquée aux groupes frigorifiques contrôlés par une commande avancée*. PhD thesis, L'institut national des sciences appliquées de Lyon, 2011.
- [12] Francis Cabeza. *Les bases du froid - 4e édition : La régulation de puissance*. DIDAFRIO, 2007. ISBN 2-9511345-0-9.



ERTAC Refroidisseur de liquide à condensation par air, tailles 120 à 400 RTAC 400 SE STD

Nom du projet Job01

R134a - 2 circuits - 4 compresseurs à vis

Performances

Capacité froide (brute/nette)	1048,66 kW	1046,57 kW
Efficacité (brute/nette)	2,43 EER (kW/kW)	2,41 EER (kW/kW)
Charge de fluide frigorigène par circuit (R134a)	182 kg	182 kg
Niveau de puissance sonore	103 dBA	
Pression sonore (10m)	70 dBA	
EER nette calculée selon la norme EN 14511		

Evaporateur

Condenseur

Type	Temp. sortie basse avec protection antigel	Température Ambiante	35,0 C
Température de sortie	-1,0 C	Altitude	0,0 m
Température d'entrée	5,0 C	Type d'ailettes	Ailettes alu. non-persiennes et protection epoxy
Débit	45,03 L/s	Température ambiante	Haute température ambiante
Pertes de charge	28,7 kPa	Moteur ventilateur	Ventilateurs condenseur standard
Facteur d'encrassement	0,044000 m2-deg C/kW	Puissance moto ventilateur	33,40 kW
Type de fluide	Ethylène glycol	Nombre de ventilateurs	24
Concentration antigel, poids	25,00 %	Débit d'air total condenseur	104,85 m3/s
Point de gel fluide	-10,6 C		

Données électriques

Tension	400 V/50 Hz/3 ph	Intensité Max	1124,00 A
Puissance	432,00 kW	Intensité de démarrage de l'unité	1030,00 A
Puissance électrique compresseur	397,00 kW		

Caractéristiques générales

Longueur	12244 mm	Poids à l'expédition	11881 kg
Largeur	2250 mm	Poids en fonctionnement	12052 kg
Hauteur	2530 mm	Version TOPSS	175



CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES FLUIDES THERMIQUES
PHYSICAL DATA OF THERMAL FLUIDS

MEG 25%

solution aqueuse de monoéthylène glycol à 25%
 25% monoethylene glycol aqueous solution

température de fusion : **-10.9°C**
 freezing temperature

température θ temperature	masse volum. ρ density	chaleur spécifique Cp specific heat		viscosité dynamique μ dynamic viscosity		conductivité thermique λ thermal conductivity		pression de vapeur Ps vapor pressure	
°C	kg/m3	J/kg.K	kcal/kg.°C	Pa.s	kg/m.h	W/m.K	kcal/h.m.°C	Pa (abs)	bar(rel.) barg
-10	1048	3713	0,887	0,003186	21,789	0,477	0,410	260	
-5	1046	3719	0,889	0,002704	17,525	0,481	0,414	384	
0	1045	3726	0,890	0,002314	14,319	0,485	0,417	556	
5	1044	3734	0,892	0,001995	11,870	0,489	0,421	795	
10	1042	3742	0,894	0,001733	9,973	0,493	0,424	1119	
15	1040	3751	0,896	0,001516	8,483	0,496	0,426	1555	
20	1038	3760	0,898	0,001334	7,297	0,499	0,429	2134	
25	1036	3770	0,901	0,001182	6,344	0,502	0,431	2892	-0,98
30	1034	3780	0,903	0,001053	5,569	0,504	0,434	3875	-0,97
35	1032	3790	0,906	0,000943	4,933	0,507	0,436	5136	-0,96
40	1030	3801	0,908	0,000849	4,406	0,509	0,438	6738	-0,95
45	1028	3811	0,911	0,000768	3,967	0,511	0,440	8755	-0,93
50	1025	3822	0,913	0,000699	3,596	0,513	0,441	11270	-0,90
55	1023	3833	0,916	0,000638	3,283	0,515	0,443	14381	-0,87
60	1021	3845	0,919	0,000585	3,015	0,517	0,444	18198	-0,83
65	1018	3856	0,921	0,000538	2,785	0,518	0,446	22845	-0,78
70	1016	3867	0,924	0,000498	2,587	0,520	0,447	28462	-0,73
75	1013	3879	0,927	0,000461	2,415	0,521	0,448	35206	-0,66
80	1011	3890	0,929	0,000429	2,265	0,523	0,450	43249	-0,58
85	1008	3902	0,932	0,000401	2,133	0,524	0,451	52783	-0,49
90	1006	3913	0,935	0,000376	2,018	0,525	0,452	64016	-0,37
95	1004	3925	0,938	0,000353	1,916	0,526	0,453	77176	-0,24
100	1001	3936	0,940	0,000332	1,826	0,527	0,454	92513	-0,09
105	999	3948	0,943	0,000314	1,746	0,528	0,454	110293	0,09
110	996	3959	0,946	0,000297	1,675	0,529	0,455	130807	0,29
115	994	3970	0,949	0,000282	1,611	0,530	0,456	154363	0,53
120	991	3982	0,951	0,000268	1,554	0,531	0,457	181293	0,80
125	989	3993	0,954	0,000256	1,503	0,532	0,457	211949	1,11
130	986	4004	0,957	0,000244	1,457	0,532	0,458	246705	1,45
135	984	4015	0,959	0,000234	1,416	0,533	0,458	285957	1,85
140	982	4026	0,962	0,000224	1,379	0,534	0,459	330122	2,29
145	979	4037	0,965	0,000216	1,346	0,534	0,459	379640	2,78
150	977	4048	0,967	0,000208	1,316	0,535	0,460	434971	3,34
155	975	4059	0,970	0,000200	1,289	0,535	0,460	496596	3,95
160	972	4069	0,972	0,000193	1,264	0,536	0,461	565021	4,64
165	970	4080	0,975	0,000187	1,242	0,536	0,461	640768	5,39
170	968	4090	0,977	0,000181	1,223	0,536	0,461	724385	6,23
175	966	4101	0,980	0,000176	1,205	0,537	0,462	816438	7,15