

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



Faculté de Sciences et Technologies
Département d'Automatique et Électromécanique
Mémoire de fin d'étude, en vue de l'obtention du diplôme

MASTER

Domaine : Sciences et technologies

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Énergies Renouvelables en Mécanique

Thème

Simulation thermodynamique et optimisation par rapport au cycle de Carnot inversé appliqué à une machine frigorifique

Présenté par :

MOCHTEN Azedine

Soutenue publiquement le 14/06/2026

Devant le jury composé de :

AZZAOUI Mohamed	MCB	Univ. Ghardaïa	Président(e)
ZITANI Brahim	MAA	Univ. Ghardaïa	Encadreur
ALERMI Faouzi	MAA	Univ. Ghardaïa	Examinateur
BOUGOUFA Mohamed Seifeddine	MCB	Univ. Ghardaïa	Examinateur

Année universitaire : 2025/2026

REMERCIEMENTS

Avant tout, nous remercions Allah le Tout-Puissant de nous avoir donné la force, la volonté et la patience pour accomplir ce modeste travail.

Nous tenons à exprimer nos plus profonds remerciements et notre reconnaissance à notre encadreur, Monsieur ZITANI Brahim, pour avoir accepté de diriger ce travail, ainsi que pour ses précieux conseils, ses orientations judicieuses et sa disponibilité tout au long de la réalisation de ce projet. Son expertise nous a été d'une aide immense.

Nos remerciements s'étendent également aux membres du jury qui nous font l'honneur d'évaluer notre travail et d'assister à notre soutenance.

Nous tenons aussi à remercier l'ensemble des professeurs du département d'Automatique et d'Électromécanique de l'Université de Ghardaïa, qui ont contribué à notre formation durant notre parcours universitaire.

*Enfin, un grand merci à tous ceux qui de près ou de loin, nous
ont apporté leur aide, leurs encouragements et leur soutien
moral pour mener à bien ce mémoire.*

Dédicaces

*Je dédie ce humble travail, fruit de plusieurs années de
persévérance et de sacrifices :*

*À mon cher Père, pour son soutien inconditionnel, ses
précieux conseils et les valeurs qu'il m'a transmises. Que
ce travail soit le reflet de sa fierté.*

*À ma tendre Mère, la source de ma force, dont les
prières quotidiennes ont éclairé mon chemin. Aucune
dédicace ne saurait exprimer mon amour et ma
gratitude.*

*À mes fidèles Amis, mes compagnons de route, avec qui
j'ai partagé les moments de doute, de joie et les grands
projets d'avenir.*

*À tous ceux qui me sont chers et qui ont contribué, de
près ou de loin, à la réussite de ce travail.*

ملخص

تقدّم هذه الدراسة تحليلاً وتقييماً لثيرموديناميكياً لآلة تبريد مخصصة للتكييف المنزلي من نوع النظام المجزأ من علامة إل جي والتي تشتغل بمائع تبريد، حيث استهل العمل بإرساء القواعد النظرية للمبدأ الثاني للثيرموديناميك ودعمها بجمع البيانات التجريبية مباشرة من الموقع الميداني، وبناءً على هذه المعطيات، تم تطوير نموذج محاكاة رقمي باستخدام برنامج أسبن هايسس، والذي سمحت نتائجه بتحديد القدرة التبريدية للمبخر مقارنة بالطاقة المستهلكة في الضاغط لاستنتاج معامل الأداء الفعلي للنظام، وهو ما سلط الضوء على الكفاءة الطاقوية الإجمالية لهذه الدورة الفعلية من خلال مقارنتها بدورة كارنو المثالية المقلوبة، لتأتي في الختام عملية تحقق ومطابقة صارمة عبر الحسابات اليدوية لتؤكد بشكل قاطع موثوقية ودقة النموذج الرقمي المطور بنسبة خطأ نسبية ضئيلة جداً لا تكاد تذكر.

الكلمات المفتاحية: آلة تبريد، تكييف منزلي، مائع التبريد R-22 ، محاكاة رقمية، برنامج أسبن هايسس، معامل الأداء (COP) ، دورة كارنو المقلوبة.

Résumés

Cette étude présente une analyse et une validation thermodynamique d'une machine frigorifique de climatisation domestique de type système split de la marque LG fonctionnant avec un fluide frigorigène, où le travail a débuté par l'établissement des bases théoriques du second principe de la thermodynamique complétées par la collecte de données expérimentales directement sur site, et à partir de ces données, un modèle de simulation numérique a été développé sous le logiciel Aspen HYSYS dont les résultats obtenus ont permis de déterminer la puissance frigorifique de l'évaporateur par rapport à la puissance consommée au compresseur afin de déduire le coefficient de performance réel du système, ce qui a mis en évidence l'efficacité énergétique globale de ce cycle réel en la comparant à celle du cycle idéal de Carnot inversé, pour qu'enfin, une validation rigoureuse par calculs manuels vienne confirmer de manière définitive la fiabilité et la précision du modèle numérique développé avec une marge d'erreur relative insignifiante.

Mots-clés : Machine frigorifique, Climatisation domestique, Fluide frigorigène R-22, Simulation numérique, Aspen HYSYS, Coefficient de Performance (COP), Cycle de Carnot inversé.

Abstract

This study presents a thermodynamic analysis and evaluation of a domestic split-system air conditioning machine of the LG brand operating with a refrigerant fluid, where the work began by establishing the theoretical foundations of the second law of thermodynamics, complemented by collecting experimental data directly on-site. Based on these data, a comprehensive numerical simulation model was developed using Aspen HYSYS software, the results of which allowed determining the cooling capacity of the evaporator relative to the power consumed by the compressor to deduce the actual coefficient of performance of the system. This highlighted the overall energy efficiency of this real cycle by comparing it to that of the ideal reversed Carnot cycle, and finally, a rigorous verification and validation process via manual calculations was performed to definitively confirm the reliability and accuracy of the developed numerical model with an insignificantly small relative error margin.

Keywords: Refrigerating machine, Domestic air conditioning, R-22 refrigerant, Numerical simulation, Aspen HYSYS, Coefficient of Performance (COP), Reversed Carnot cycle.

Listes des figures

Figure 1 : Types de machines frigorifiques.	10
Figure 2 : Machine frigorifique à compression mécanique simple.	11
Figure 3 : Principe thermodynamique d'un système fermé.	14
Figure 4 : Schéma de principe d'une machine frigorifique simple	14
Figure 5 : Le cycle frigorifique dans le diagramme T,s	17
Figure 6 : Le diagramme log p,h pour agents réfrigérants.	19
Figure 7 : Le cycle frigorifique dans le diagramme log p,h.	19
Figure 8 : Système centralisé.	26
Figure 9 : Schéma du cycle de réfrigération	28
Figure 10 : Cycle de compression du compresseur rotatif.	30
Figure 11 Vue en coupe d'un moteur électrique de compresseur et ses.	31
Figure 12 : Condenseur à air statique.	32
Figure 13 : Détendeur thermostatique avec bulbe capteur.	33
Figure 14 : Évaporateur à ailettes de l'unité intérieure.....	34
Figure 15 : Unité extérieure du système de climatisation étudié.	35
Figure 16 : Unité intérieure (Évaporateur) du climatiseur LG.	36
Figure 17 : Plaque signalétique du climatiseur LG 18000 BTU (Modèle KS-H1865SK4)	36
Figure 18 : Manifold de frigoriste avec manomètre de basse pression et flexibles	37
Figure 19 : Thermomètre infrarouge utilisé pour les relevés de température de surface ..	37
Figure 20 : Schéma global du modèle simulé	42
Figure 21 : Diagramme Pression - Enthalpie (P-h) du cycle frigorifique réel (R-22).	46
Figure 22 : Variation du COP réel en fonction de la température ambiante	51
Figure 23 : Variation du COP carnot en fonction de la température ambiante	51
Figure 24 : Variation du rendement exergetique en fonction de la température ambiant.	52

Liste des tableaux

<i>Tableau 1: Mode de déplacement de la chaleur dans un cycle frigorifique.</i>	<i>9</i>
Tableau 2: Synthèse comparative des différents types de machines frigorifiques	13
Tableau 3: Principales propriétés thermophysiques et environnementales du fluide frigorigène R22.	20
Tableau 4 : Résultats des mesures expérimentales sur site (Climatiseur LG 18000 BTU).	38
Tableau 5 : Résultats de la simulation et propriétés thermodynamiques des flux	43
Tableau 6: Résultats des mesures expérimentales sur site.....	45
Tableau 7 : Bilan de la destruction d'exergie dans les composants du cycle.....	48
Tableau 8 : Variation des coefficients de performance (COP_réel, COP-Carnot) et du rendement exergetique en fonction de la température de condensation (T_H)	50

Table des matières

Résumés.....	v
Dédicaces.....	iii
REMERCIEMENTS	i
Listes des figures.....	VII
Liste des tableaux.....	VIII
Introduction Générale :.....	2
CHAPITRE I :Les machines frigorifiques	6
I.1. Introduction :.....	6
I.2 Historique :.....	6
I.3 Définition d'une machine frigorifique :.....	8
I.4. Classification des machines frigorifiques :	8
I.4.1 Classification par source d'énergie absorbée :	8
I.4.2.Classification selon le mode de fonctionnement :	9
I.5 Etude thermodynamique :	13
I.5.1 Premier principe :.....	13
I.5.2 Deuxième principe :	14
I.5.3 Coefficient de Performance (COP) :	15
I.6. Le cycle frigorifique :	16
I.6.1. Assemblage et fonctionnement d'une installation frigorifique :.....	16
I.6.2.Analyse thermodynamique sur les diagrammes:	17
I.7 Étude du fluide frigorigène utilisé :	19
I.7.1. Présentation du fluide :.....	19

I.7.2. Propriétés thermophysiques du R22.....	20
I.8.Conclusion :	21
CHAPITRE II :Systèmes de climatisation et compresseur électrique :	23
II.1.Introduction :.....	23
II.1.1.Historique de la climatisation:	23
II.2.Définition de la climatisation:	23
II.3.Pourquoi climatiser :	24
II.3.1.Par rapport à l'individu:	25
II.4.Rôle de la climatisation :	25
II.4.1. La climatisation industrielle:	25
II.4.2. La climatisation de confort pour les locaux d'habitation:	25
II.5.Différents systèmes de climatisation :	26
II.5.1. Système centralisé :.....	26
II.5.2. Système semi-centralisé:	27
II.5.3. Système décentralisé :	27
II.6. Les éléments du circuit climatization :	28
II.6.1. Le Compresseur :	28
II.6. 2. Le Condenseur :	31
II.6.3. Le Détendeur :	32
II.6.4. L'évaporateur :	34
II.7. Description du Travail Expérimental :	35
II.7.1.Instrumentation et Mesures :	37
II.7.2. Tableau des résultats de mesure :.....	38
II.8. Conclusion :	39
Chapitre III : Analyse et Optimisation du Cycle.....	41

III.1. Introduction :	41
III .2. Simulation sur HYSYS :	42
III.3. Les résultats de la simulation HYSYS:	43
III.4. Validation du module :	45
III.4.1.Tableau des résultats de mesure :	45
III.4.2.Diagramme P-h du cycle frigorifique :	46
III.4.3.Comparaison des résultats expérimentaux avec HYSYS :	47
III.5.1. Analyse et Discussion des Résultats:	52
III.6.Propositions d'Optimisation :	54
III.7. Conclusion:	55
CONCLUSION GÉNÉRALE.....	57
Références bibliographiques :	59
ANNEXES:	62

INTRODUCTION GENERALE

Introduction Générale :

Introduction Générale :

L'énergie et la maîtrise de l'environnement thermique constituent des piliers fondamentaux garantissant la continuité et le développement des activités humaines à l'ère moderne. Face aux changements climatiques accélérés et à l'élévation des températures mondiales, les systèmes de réfrigération et de climatisation sont devenus une nécessité absolue, indispensable pour assurer le confort thermique et sanitaire des individus au sein des bâtiments résidentiels et administratifs, ainsi que pour leur rôle crucial dans les applications industrielles et de laboratoire avancées.

La production du froid repose fondamentalement sur les principes de la thermodynamique, et plus particulièrement sur l'énoncé de Clausius du second principe, qui stipule que la chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud. Pour réaliser ce transfert « antinaturel », il est nécessaire de concevoir des systèmes thermiques particuliers et de fournir de l'énergie externe. Cette opération est matérialisée par les machines frigorifiques à travers leur évolution historique, des premiers systèmes à absorption jusqu'aux technologies contemporaines. Cependant, ces systèmes font face aujourd'hui à un double défi : le premier réside dans la recherche constante de l'amélioration de leur efficacité énergétique, tandis que le second concerne la réduction de leur impact environnemental, notamment lors de l'utilisation de fluides frigorigènes traditionnels tels que le R-22, soumis à des restrictions réglementaires strictes.

Dans ce contexte, ce travail de fin d'études vise à présenter une étude thermodynamique approfondie et une simulation numérique avancée des performances d'une unité de climatisation domestique de type "Split-System", d'une capacité de 18 000 BTU/h de la marque (LG) fonctionnant au fluide (R-22). Afin d'atteindre cet objectif et d'appréhender rigoureusement les mécanismes de fonctionnement du système, ce mémoire est structuré en trois chapitres complémentaires :

- **Chapitre I (Fondements théoriques et bases de la production du froid) :** Ce premier chapitre est dédié à l'établissement du socle théorique et historique des machines frigorifiques. Il aborde la classification de ces machines selon la nature de l'énergie consommée (mécanique pour les systèmes dithermes ou thermique

Introduction Générale :

- pour les systèmes trithermes), avec un accent particulier sur le cycle à compression de vapeur simple. Les transformations thermodynamiques subies par le fluide à travers les quatre organes principaux (évaporateur, compresseur, condenseur et détendeur) y sont modélisées, tout en définissant le Coefficient de Performance (COP) et sa comparaison avec le cycle idéal de Carnot.
- **Chapitre II (Technologie des systèmes de climatisation et étude expérimentale)** : Ce chapitre assure la transition du cadre théorique vers les aspects technologiques et appliqués de la climatisation. Il retrace l'histoire de la climatisation moderne et présente les différents systèmes (centraux, semi-centraux et décentralisés). Une analyse technique détaillée est consacrée aux composants de l'unité étudiée, notamment le compresseur rotatif à piston roulant et son moteur électrique, en tant qu'organe pivot de la circulation du R-22. Ce chapitre se clôt par l'exposition des données et des mesures expérimentales relevées directement sur site pour le climatiseur (LG 18000 BTU).
 - **Chapitre III (Simulation numérique, évaluation des performances et optimisation)** : Il représente le cœur applicatif et analytique de ce mémoire. À l'aide du logiciel de simulation avancée (Aspen HYSYS) et sur la base des données expérimentales, le cycle réel a été modélisé pour extraire les propriétés thermodynamiques et calculer le COP réel, qui s'élève à (2.75) contre (9.20) pour le cycle de Carnot. Ce chapitre intègre également une validation manuelle des bilans énergétiques ainsi qu'une analyse de la destruction d'exergie au sein des composants, permettant de localiser les pertes énergétiques et de proposer des pistes concrètes d'optimisation.

CHAPITRE I :
Les machines
frigorifiques

CHAPITRE I :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[2]. 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 [3].

L'utilisation d'une machine frigorifique à absorption fonctionnant avec un couple réfrigérant-absorbant (NH₃-Eau) revient à Ferdinand 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 un dispositif thermodynamique conçu pour extraire la chaleur d'un milieu à basse température afin de la rejeter vers un environnement plus chaud, inversant ainsi le flux thermique naturel qui s'écoule spontanément du chaud vers le froid. Ce transfert « antinaturel » nécessite impérativement un apport d'énergie externe, qu'il soit mécanique ou thermique, pour alimenter le cycle du fluide frigorigène. Pour que ce système présente un intérêt pratique, l'énergie consommée pour actionner le transfert doit être rigoureusement inférieure à la quantité de froid utile produite à la source froide. [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 :

❖ 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 supérieur T_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. [20]

❖ **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 :

❖ **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[20]

Tableau 1: *Mode de déplacement de la chaleur dans un cycle frigorifique. [10]*

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
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))
Sublimation d'un solide	Condensation en phase solide
Détente d'un gaz	comprimé Compression d'un gaz

❖ **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] :

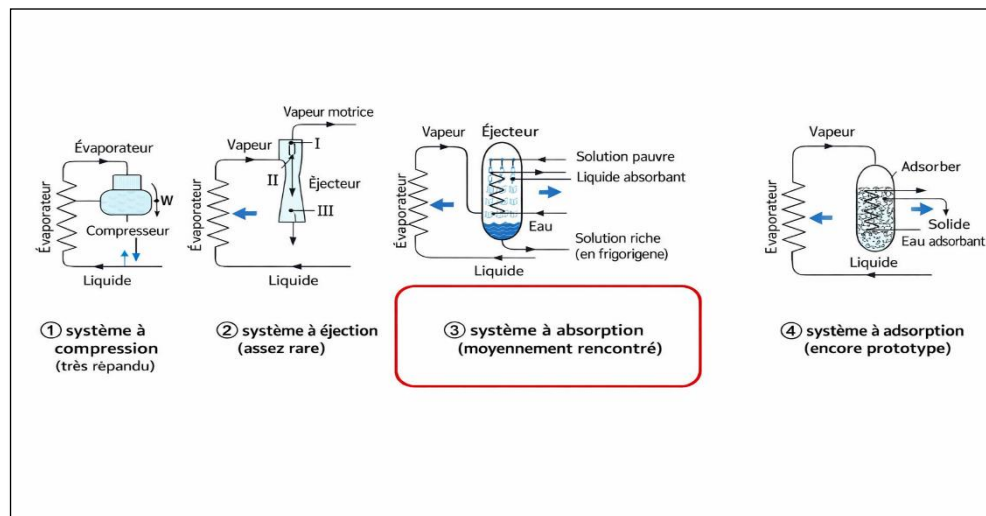


Figure 1 : Types de machines frigorifiques.[6]

Les deux machines frigorifiques les plus répandues sont :

- la machine à compression mécanique, qui est de loin la plus utilisée.
- 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.

- 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 comprimée 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_{Pk} à la pression P_0 .

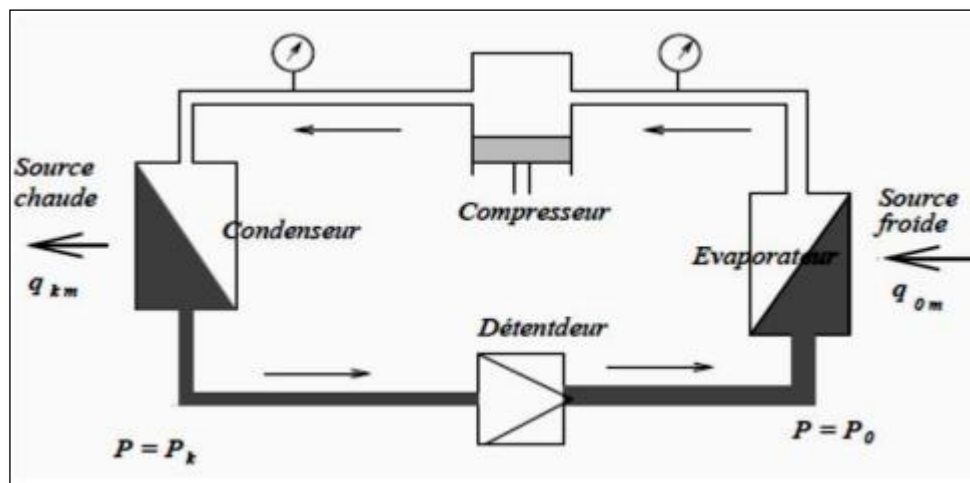


Figure 2 : Machine frigorifique à compression mécanique simple. [1]

b) Machine frigorifique à éjection :

Dans une machine frigorifique à éjection, l'aspiration des vapeurs du cycle est assurée par un éjecteur utilisant l'énergie cinétique d'une vapeur motrice, dont la nature chimique est généralement identique à celle du fluide frigorigène. Ce flux moteur pénètre dans la section convergente de l'éjecteur via un injecteur, créant l'aspiration nécessaire

pour entraîner les vapeurs issues de l'évaporateur. Le mélange résultant subit ensuite une phase de compression au sein de la partie divergente de l'appareil. Bien que ce principe soit thermodynamiquement viable, son déploiement industriel reste, à ce jour, relativement marginal [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]

Tableau 2: Synthèse comparative des différents types de machines frigorifiques .[8]

Système	Mode d'aspiration des vapeurs	Source d'énergie principale	État de développement / Usage
Compression	Compresseur mécanique	Mécanique ou Électrique	Le plus répandu
Absorption	Liquide absorbant	Thermique (Chaleur motrice)	Industriel / Écologique
Éjection	Éjecteur (Énergie cinétique)	Vapeur motrice	Assez rare
Adsorption	Solide adsorbant	Thermique (Chauffage)	Prototype / Intermittent

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 :

$$w + Q = 0$$

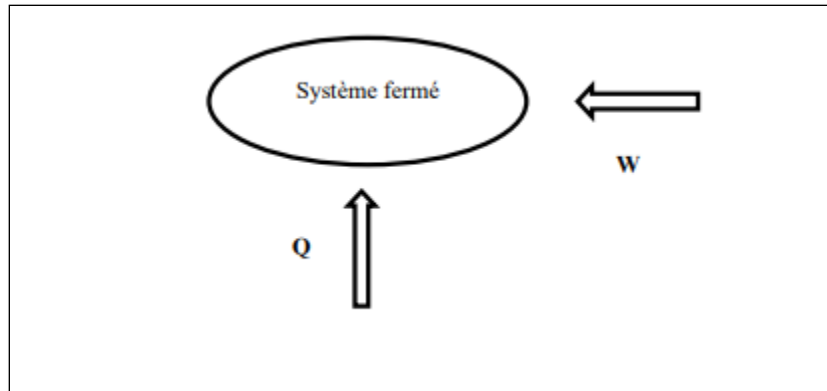


Figure 3 : Principe thermodynamique d'un système fermé. [9]

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].

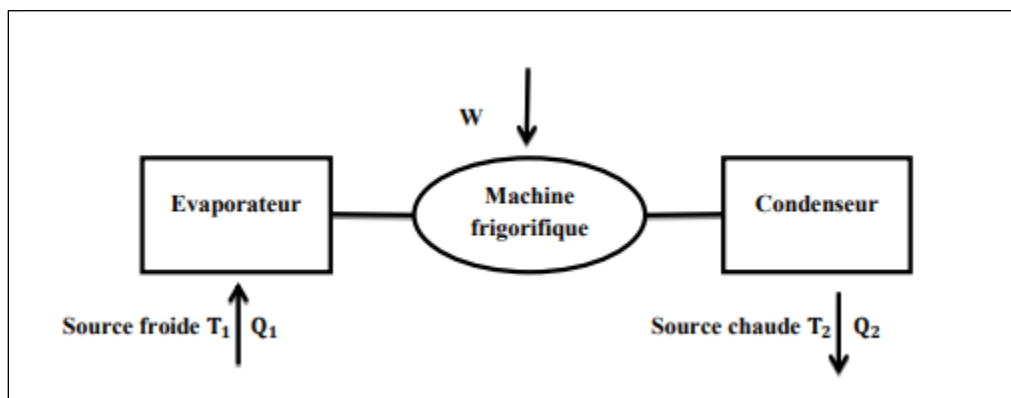


Figure 4 : Schéma de principe d'une machine frigorifique simple [9]

Le système reçoit de la chaleur Q_1 de 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 :

$$W + Q_1 + Q_2 = 0 \quad 1.2$$

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

Soit en valeur absolue :

Chaleur cédée :

$$Q_2 = Q_1 + W \quad 1.3$$

Chaleur prélevée :

$$Q_1 = Q_2 - W \quad 1.4$$

I.5.3 Coefficient de Performance (COP) :

❖ Détermination du coefficient de performance **COP** :

Le coefficient de performance (COP) est le paramètre thermodynamique fondamental utilisé pour évaluer l'efficacité énergétique d'une machine frigorifique. Il représente le rapport entre l'effet utile désiré (la puissance thermique absorbée au niveau de l'évaporateur) et l'énergie coûteuse fournie au système (le travail mécanique consommé par le compresseur).

Pour un système de climatisation fonctionnant en mode refroidissement (climatiseur split-system), le coefficient de performance réel ($cop_{réel}$) est défini par la relation suivante : [12]

$$COP_{réel} = \frac{\dot{Q}_{évap}}{\dot{W}_{comp}}$$

❖ Le coefficient de performance de Carnot (**COPC**) :

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

$$COP_{carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C}$$

Le coefficient de performance de Carnot (COP_C) est le coefficient de performance maximal possible pour un système à absorption. [9]

❖ **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).

$$\eta = \frac{COP}{COP_C}$$

I.6. Le cycle frigorifique :

I.6.1. Assemblage et fonctionnement d'une installation frigorifique :

Dans le cas d'une installation frigorifique à compression, l'agent réfrigérant traverse un cycle fermé et prévoit les quatre étapes suivantes:

- évaporation A
- compression B
- condensation C
- détente D

La production du froid a lieu dans l'évaporateur (A). L'évaporation a lieu à des pressions et à des températures faibles. Ici l'agent réfrigérant absorbe de la chaleur de l'environnement et le refroidit de cette manière.

La vapeur de l'agent réfrigérant qui est encore froide est aspirée par un compresseur (B) et en déployant de l'énergie mécanique, elle est portée à une pression supérieure. Par la compression, la vapeur de l'agent réfrigérant se réchauffe.

La vapeur chaude de l'agent réfrigérant est refroidie dans un condenseur (C) et est condensée en émettant de la chaleur dans l'environnement.

L'agent réfrigérant liquide, qui se trouve sous pression est ensuite de nouveau détendu dans un élément d'expansion (D) à la pression d'évaporation plus faible et est acheminé vers l'évaporateur. L'agent réfrigérant s'évapore de nouveau et ainsi le circuit est bouclé. [11]

I.6.2. Analyse thermodynamique sur les diagrammes:

❖ Le cycle frigorifique dans le diagramme T,s :

L'allure du diagramme T-s (Température-Entropie) varie selon les propriétés du fluide de travail, tel que l'eau ou les fluides frigorigènes, qui peuvent évoluer sous différentes phases. Le diagramme se structure en trois zones distinctes : à gauche, une zone (grise) représentant l'état de liquide sous-refroidi ; au centre (bleue), la zone de mélange diphasique où coexistent liquide et vapeur, appelée vapeur humide ; et enfin à droite (orange), la zone de vapeur surchauffée.

Ce diagramme permet de modéliser avec précision le cycle frigorifique réel et ses transitions de phases caractéristiques. Bien que ce processus présente de fortes similitudes avec les cycles moteurs à vapeur, sa distinction majeure réside dans son sens de rotation, qui s'effectue ici de manière **anti-horaire**. En conséquence, les fonctions d'évaporation et de condensation, ainsi que celles d'expansion (détente) et de compression, voient leurs positions permutées. La surface délimitée au centre (verte) représente le travail mécanique fourni au système par le compresseur. [11]

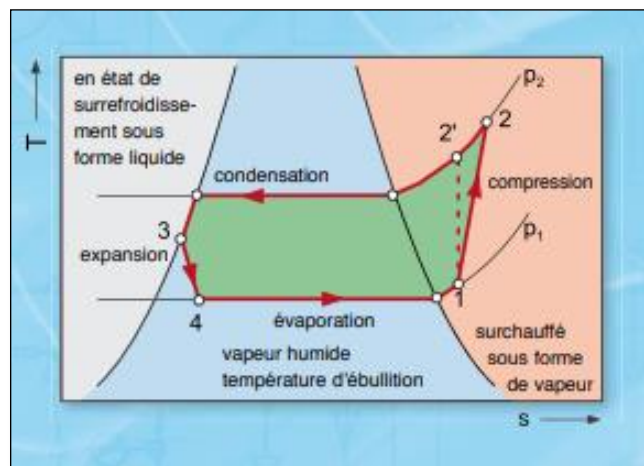


Figure 5 : Le cycle frigorifique dans le diagramme T,s . [11]

❖ 6.2.2 Le diagramme log p,h pour agents réfrigérants :

Dans le diagramme log p,h, la pression p est portée au-dessus de l'enthalpie h.

Dans la partie centrale (bleu) se trouve la zone de vapeur humide. Ici la température correspond à la température d'ébullition correspondant à la pression. La zone de vapeur humide est entourée de courbes limites, assorties d'une teneur en vapeur de $x=0,0$ et de $x=1,0$.

A gauche (gris), l'agent réfrigérant est liquide. La température se situe en-dessous de la température d'ébullition correspondant à la pression, l'agent réfrigérant étant en état de surrefroidissement.

A droite (orange), l'agent réfrigérant est dans un état gazeux et la température est supérieure à la température d'ébullition. L'agent réfrigérant est surchauffé.

Chaque agent réfrigérant a son propre diagramme log p,h.

Le diagramme log p,h se prête mieux à la représentation du cycle frigorifique que le diagramme T,s et c'est la raison pour laquelle il est plus fréquemment utilisé.

Comme les énergies échangées avec l'agent réfrigérant modifient l'enthalpie h de l'agent réfrigérant, les flux d'énergie peuvent être immédiatement interprétés dans le diagramme comme des trajets horizontaux. [11]

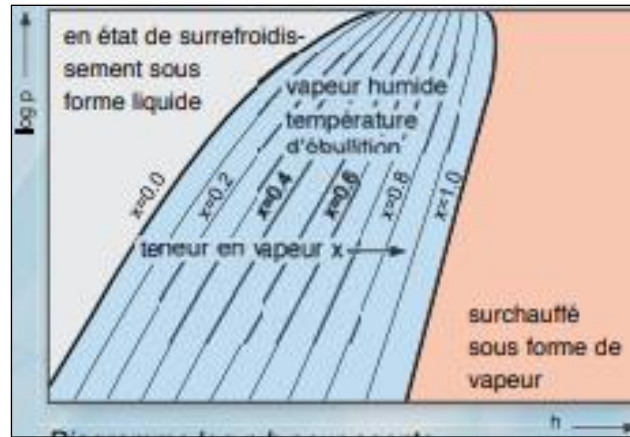


Figure 6 : Le diagramme $\log p, h$ pour agents réfrigérants. [11]

❖ 6.2.3 Le cycle frigorifique dans le diagramme $\log p, h$:

Le cycle frigorifique réel se compose des changements d'état suivants:

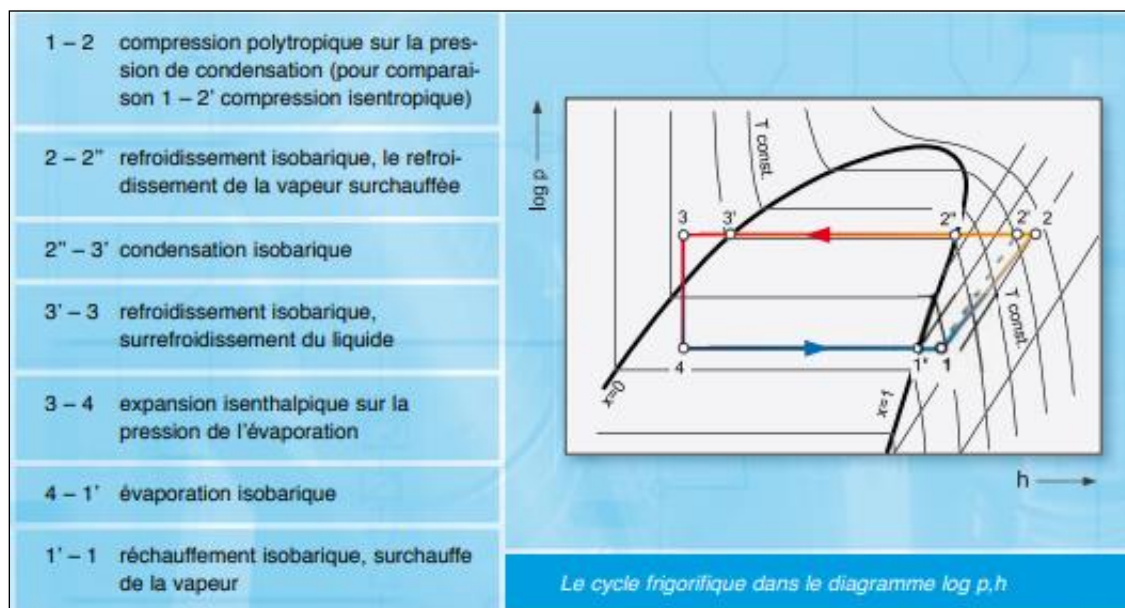


Figure 7 : Le cycle frigorifique dans le diagramme $\log p, h$. [11]

I.7 Étude du fluide frigorigène utilisé :

I.7.1. Présentation du fluide :

Le R22 (monochlorodifluorométhane) appartient à la famille des HCFC. Il a été le fluide le plus utilisé mondialement dans les installations de conditionnement d'air et de froid industriel durant plusieurs décennies en raison de sa grande stabilité thermique[12]

I.7.2. Propriétés thermophysiques du R22

Tableau 3: Principales propriétés thermophysiques et environnementales du fluide frigorigène R22. [12]

Propriété	Valeur
Masse molaire	86,47 g/mol
Température d'ébullition (1 atm)	-40,81 °C
Pression critique	49,90 bar
Température critique	96,15 °C
Chaleur latente (à -10°C)	215,3 kJ/kg

I.8.Conclusion :

Ce premier chapitre a permis d'établir les bases théoriques et thermodynamiques indispensables à l'étude des machines frigorifiques, en s'appuyant sur l'énoncé de Clausius qui stipule que la chaleur ne peut passer spontanément d'un corps froid vers un corps chaud. Nous avons vu que la production du froid repose sur la mise en œuvre d'un système capable de transférer la chaleur de manière « antinaturelle » grâce à un apport d'énergie externe, qu'elle soit mécanique pour les systèmes dithermes ou thermique pour les systèmes trithermes. L'évolution historique, marquée par les travaux de Carré, Linde ou encore l'apparition des cycles à absorption et à adsorption, souligne une recherche constante d'efficacité et, plus récemment, une conscience écologique favorisant les énergies renouvelables. L'analyse des cycles à travers les diagrammes (T,s) et (log p,h) nous a permis de modéliser les transformations subies par le fluide frigorigène, notamment le R22, au sein des quatre organes principaux : l'évaporateur, le compresseur, le condenseur et le détendeur. Enfin, la définition du Coefficient de Performance (COP) et sa comparaison avec celui de Carnot offrent les outils nécessaires pour évaluer l'efficacité énergétique du système. Ces fondements théoriques constituent le socle sur lequel s'appuiera notre étude thermodynamique et l'optimisation par rapport au cycle de Carnot inversé dans la suite de ce travail.

CHAPITRE II :
Systèmes de
climatisation
et compresseur
électrique

CHAPITRE II :Systèmes de climatisation et compresseur électrique :

II.1.Introduction :

II.1.1.Historique de la climatisation:

« L'histoire de la climatisation moderne remonte à 1902, lorsqu'un ingénieur américain, Willis H. Carrier, conçoit le premier système capable de réguler la température et l'humidité dans un environnement clos. Bien que cette invention ait été initialement dédiée à des applications industrielles, notamment avec l'émergence des premières chambres froides en France, elle a ouvert la voie à une révolution technologique majeure.

En 1911, Carrier formalise les bases scientifiques de cette technique, mais ce n'est qu'aux alentours de 1924 que le concept de climatisation domestique commence à voir le jour. Le premier système résidentiel est développé en 1928 ; toutefois, son expansion a été freinée par les crises économiques de la Grande Dépression et les impératifs de la Seconde Guerre Mondiale. Le véritable essor technologique du confort domestique ne s'est manifesté qu'à partir des années 60, pour atteindre sa pleine maturité technique dans les années 90.

Aujourd'hui, sous l'effet de la concurrence industrielle et de l'amélioration continue des procédés de fabrication, la climatisation s'est largement démocratisée. Elle est désormais omniprésente dans les habitations et les bureaux, garantissant le bien-être thermique des occupants. Par ailleurs, l'évolution des tendances architecturales contemporaines, caractérisée par l'usage intensif de surfaces vitrées et la multiplication des sources de chaleur internes (équipements informatiques, éclairages performants), engendre des besoins en refroidissement nettement supérieurs à ceux des décennies précédentes. ».[13]

II.2.Définition de la climatisation:

La climatisation est l'Ensemble de procédés visant à maintenir les caractéristiques: de l'air ambiant d'une pièce ou d'un ensemble de locaux dans des valeurs de température, d'hygrométrie, de qualité de l'air requis pour leur utilisation. Pour des locaux de travail ou d'habitation, le but de la climatisation sera de traiter l'air intérieur afin que les personnes utilisant ces locaux éprouvent une sensation de confort thermique et respiratoire. Pratiquement, la climatisation consiste à maintenir une température et une hygrométrie

régulière et à supprimer les facteurs de pollution de l'air gênant pour les utilisateurs (poussières, germes, microbiens, odeurs, etc....

Une climatisation peut être utilisée également pour maintenir les qualités de l'air à des valeurs précises nécessaires à certaines applications ou le confort de l'utilisateur n'est pas recherché (salles de laboratoire, salles blanches, salles informatiques, etc....) On emploie souvent le terme de climatisation pour des appareils produisant du froid et également du chaud dans le cas d'une climatisation réversible. [13]

II.3. Pourquoi climatiser :

La climatisation améliore la qualité des ambiances et de travail toute l'année, en créant dans les locaux équipés, un climat propice aux contacts humains sans l'agacement créé par l'étouffement des fortes chaleurs.

Dans les locaux climatisés on constate une diminution de la fatigue et de l'absentéisme, ainsi qu'une augmentation de l'activité et de la productivité. Une étude a montré que les pertes en rendement dans le travail étaient liées à l'accroissement de la température.

Une ambiance n'est pas en elle-même confortable: elle ne l'est que par rapport à un individu, son activité et ses vêtements. En prenant en compte une tenue d'été courante, et une activité de type sédentaire, on peut considérer que si l'air est calme et que la température des parois est proche de celle de l'air, la zone de confort correspond à une température d'air comprise entre 23 °C et 26 °C.

La sensation de confort dépend de l'équilibre thermique établi entre le corps humain et l'ambiance dans laquelle il se trouve placé. Cet équilibre dépend de nombreux paramètres définis:

II.3.1.Par rapport à l'individu:

- ✓ **Activité** : elle conditionne la quantité d'énergie à évacuer.
- ✓ **Les vêtements** : ils freinent les échanges thermiques avec le milieu.
- ✓ **L'accoutumance au climat** : ils peuvent être accoutumés au chaud ou au froid qui modifie leur notion personnelle de confort.

II.4.Rôle de la climatisation :

la climatisation d'une enceinte consiste à modifier et à maintenir constamment la température de l'air son humidité et son mouvement de circulation en fonction des variations de condition de l'air extérieur il convient de distinguer:

II.4.1. La climatisation industrielle:

Elle doit surtout répondre aux exigences d'opération (fabrication, manipulation, conservation) de produits divers opération pour lesquels certaines conditions de température et d'humidité relative bien déterminées sont indispensables, par exemple :

Manipulation : emballage de produit divers.

Conservation : produits chimiques.

II.4.2. La climatisation de confort pour les locaux d'habitation:

Elle a pour but de rendre confortable tout en restant hygiénique l'atmosphère des locaux d'habitation magasin, salles de spectacle, restaurants lieux de travail. Ce confort est obtenu par la combinaison correcte de la température de l'air du local et de son humidité relative et de son déplacement. On peut délimiter la zone de confort de 20 °C avec 30 % d'humidité relative ; à 25 °C avec 70% d'humidité relative ; c'est entre 25 °C avec 40% et 24 °C avec 60% d'humidité que le plus grand nombre de personnes trouveront l'atmosphère idéale avec la vitesse de l'air étant inférieure à 0,15 m/s. 5. [18]

II.5. Différents systèmes de climatisation :

On distingue trois (03) types de systèmes [13] :

II.5.1. Système centralisé :

L'air est traité dans une centrale puis distribuer vers les locaux par un réseau de gaines liant la centrale à un ensemble de bouches de soufflage, se trouvent à l'intérieur des locaux climatisés, au niveau de traitement de l'air on distingue:

- Réchauffage.
- Refroidissement + dés-humidification ou bien refroidissement.
- Humidification.
- Le chauffage.

La circulation de l'air ainsi traité est assurée par un ventilateur de soufflage. Une partie de l'air ambiante s'échappe sur pression vers l'extérieur, le reste est pour être divisé en deux parties, une à recyclée la deuxième a rejetée et le cycle recommence

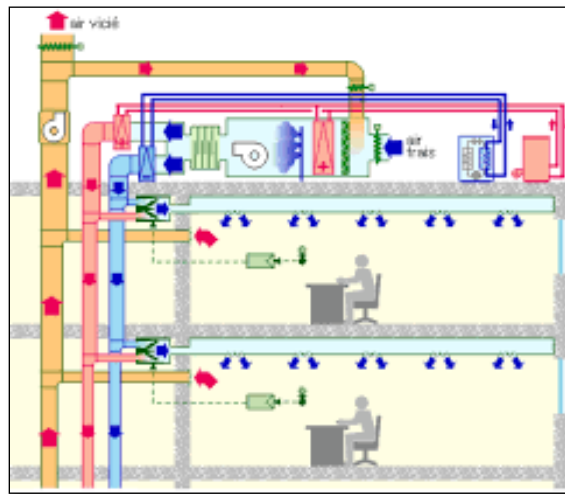


Figure 8 : Système centralisé. [14]

❖ Avantages du système:

- Dans le cas des grands locaux ce

- système est économique Système très esthétique
 - Système très acoustique
 - Localisation du fluide chaude et froide
 - Régulation locale
- ❖ **Inconvénient ce système:**

Si la centrale tombe en panne tout les locaux seront privés de confort et ceci a cause de la régulation local au niveau de la centrale.

II.5.2. Système semi-centralisé:

Le but de ce système est la régulation indépendante en conservant les avantages de la centralisation.

La centrale assure l'alimentation des appareils terminaux en air neuf, la ventilation est assurée par ces derniers, et la distribution d'air se fait avec une grande vitesse. En générale la quantité d'air est relativement faible donc les dimensions de gaines sont petites par rapport au système centralisé. Les appareils terminaux sont: [18]

✓ Les ventilo-convecteurs.

✓ Ejecto-convecteurs .

II.5.3. Système décentralisé :

Chaque local est équipé d'un climatiseur entièrement autonome, les armoires de climatisation, les split système, et les climatiseurs type WINDOW. Ces système sont utilisés sans calcul, sauf les armoires Ces système n'est pas économique .[13]

II.6. Les éléments du circuit climatisation :

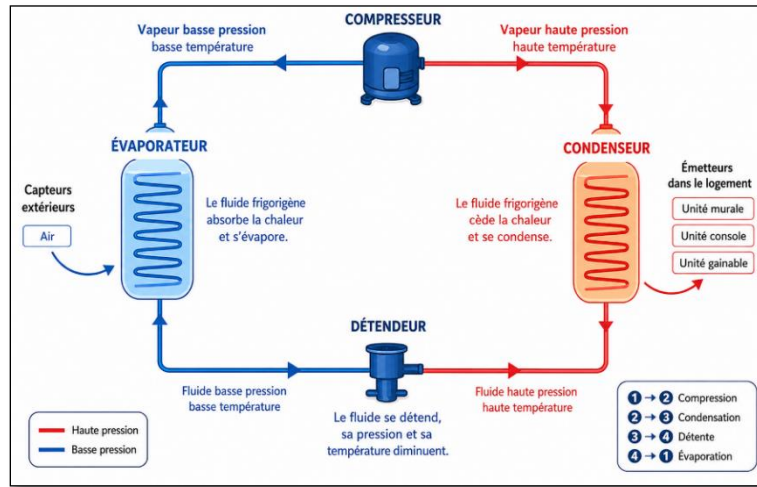


Figure 9 : Schéma du cycle de réfrigération [15]

II.6.1. Le Compresseur :

« Le compresseur est considéré comme le cœur du système frigorifique ; son rôle principal est d'aspirer la vapeur de fluide frigorigène à basse pression et basse température provenant de l'évaporateur, pour ensuite la comprimer et la refouler à une pression et une température nettement plus élevées vers le condenseur. Cette action permet de créer la différence de pression nécessaire à la circulation du fluide et à la réalisation des transferts thermiques dans le cycle. [17 16]

❖ Classification des Compresseurs Frigorifiques

Les compresseurs utilisés dans les systèmes de climatisation se distinguent par leur mode de compression. On les classe principalement en deux grandes familles selon leur principe mécanique de fonctionnement : [17 16]

Les Compresseurs Volumétriques :

Dans ces machines, l'élévation de la pression est obtenue en réduisant le volume d'une masse de vapeur de fluide frigorigène dans une enceinte fermée. Cette famille regroupe les technologies les plus utilisées en climatisation domestique :

- Le Compresseur à Pistons : Basé sur le mouvement alternatif d'un piston dans un cylindre. Bien que robuste, il est de plus en plus remplacé dans le petit tertiaire par des technologies plus compactes.
- Le Compresseur Rotatif (à piston roulant) : C'est la technologie qui équipe généralement les unités LG 18000 BTU. Il se caractérise par un encombrement réduit, un faible niveau sonore et une grande fiabilité pour les puissances moyennes. [15]
- Le Compresseur Scroll (Spiro-orbital) : Il utilise deux spirales imbriquées (l'une fixe, l'autre mobile) pour comprimer le fluide. Il offre un excellent rendement énergétique.

Les Turbocompresseurs (Centrifuges):

Contrairement aux modèles volumétriques, la compression est obtenue par la transformation de l'énergie cinétique du fluide en énergie de pression, grâce à une roue à aubes tournant à très haute vitesse. Ces compresseurs sont réservés aux installations de très grande puissance (groupes d'eau glacée ou "Chillers").[10]

❖ Principe de fonctionnement du compresseur rotatif :

Le compresseur rotatif à piston roulant est largement utilisé dans les systèmes de climatisation domestiques (type **LG**) pour sa simplicité mécanique et sa haute efficacité énergétique. Son fonctionnement repose sur la réduction volumétrique du gaz à travers les étapes suivantes .[15]

- L'Aspiration : Le mouvement excentré du rotor crée une dépression qui permet l'entrée de la vapeur de fluide frigorigène (R22) à basse pression dans la chambre de compression.

- La Compression : Au fur et à mesure que le rotor tourne, l'espace entre le rotor et le stator diminue, ce qui augmente progressivement la pression et la température du gaz.
- Le Refoulement : Une fois la pression de condensation atteinte, le clapet de refoulement s'ouvre, et le gaz haute pression est expulsé vers le condenseur. [17]

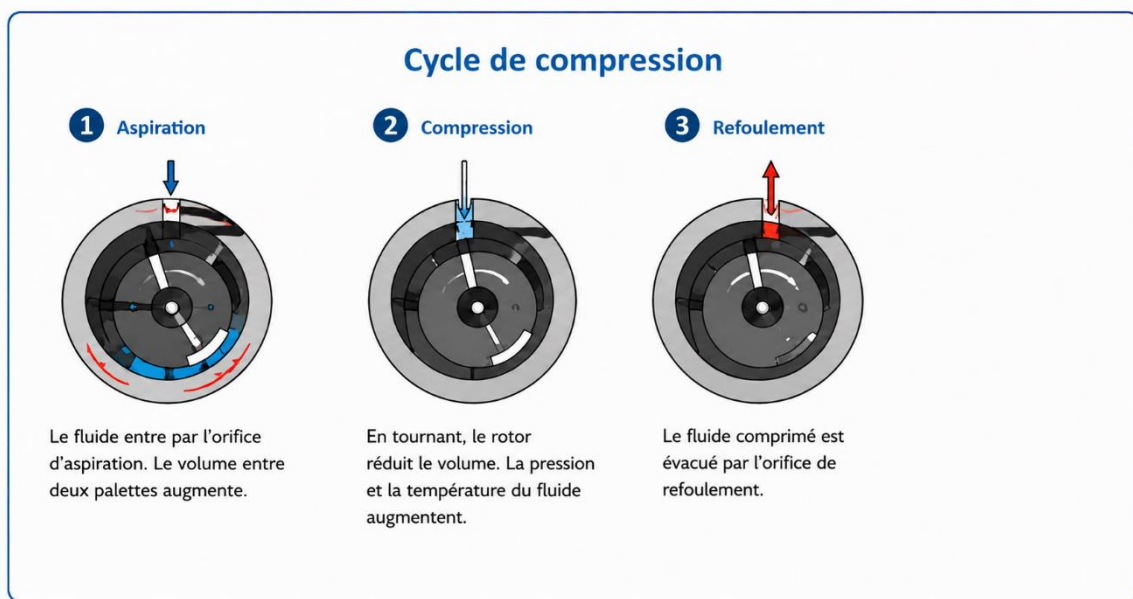


Figure 10 : Cycle de compression du compresseur rotatif. [17]

❖ Le Moteur Électrique du Compresseur

Le compresseur d'un climatiseur domestique est entraîné par un moteur électrique asynchrone (généralement monophasé pour les unités type **LG 18000 BTU**). Ce moteur est directement couplé à l'arbre de compression et se trouve logé à l'intérieur de l'enveloppe hermétique du compresseur [16].

- Fonctionnement : Le moteur transforme l'énergie électrique absorbée du réseau en travail mécanique nécessaire pour comprimer le fluide frigorigène R22.

- Refroidissement : Comme le moteur est enfermé, il est refroidi par les vapeurs froides de fluide frigorigène provenant de l'évaporateur qui traversent le stator avant d'être comprimées [15 17].



Figure 11 Vue en coupe d'un moteur électrique de compresseur et ses.

❖ II.6.1.4. Les Types de Moteurs :

- Moteur monophasé.
- Moteur triphasé
- Moteur à vitesse variable – Inverter [16].

II.6. 2. Le Condenseur :

❖ Définition :

Le condenseur est un échangeur thermique dont la fonction principale est de transformer la vapeur de fluide frigorigène à haute pression et haute température en liquide. Il permet d'évacuer la chaleur absorbée au niveau de l'évaporateur ainsi que la chaleur générée par le travail de compression vers le milieu extérieur .[15]

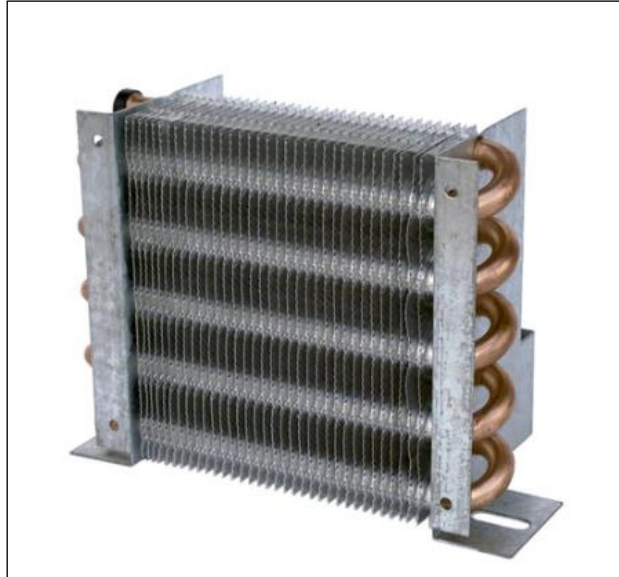


Figure 12 : Condenseur à air statique. [12]

❖ Principe de fonctionnement du Condenseur :

Le fluide traverse le condenseur en suivant trois phases successives :

- **La Désurchauffe** : La vapeur surchauffée sortant du compresseur perd de sa chaleur sensible jusqu'à atteindre sa température de condensation . [15]
- **La Condensation** : Le fluide change d'état (de gaz à liquide) à pression constante en libérant sa chaleur latente vers l'air extérieur grâce à la ventilation forcée. [12]
- **Le Sous-refroidissement** : Le liquide formé est refroidi en dessous de sa température de condensation pour s'assurer qu'il arrive en phase 100% liquide au détendeur . [16]

II.6.3. Le Détendeur :

❖ Définition :

Le détendeur est l'organe du circuit frigorifique dont la fonction est de réduire la pression du fluide frigorigène liquide avant son entrée dans l'évaporateur. Ce composant assure la transition indispensable entre la zone de haute pression (HP) et la zone de basse pression

(BP) du système. Cette chute de pression permet d'abaisser la température de saturation du fluide pour permettre l'échange thermique à basse température. [15 16]



Figure 13 : Détendeur thermostatique avec bulbe capteur. [13]

❖ **Principe de fonctionnement :**

Le fonctionnement de cet organe repose sur une perte de charge calibrée provoquant deux phénomènes simultanés :

- **Décompression** : Le fluide liquide provenant du condenseur traverse une restriction étroite, ce qui entraîne une chute brutale de sa pression. [14]
- **Vaporisation partielle** : Une fraction du fluide s'évapore instantanément lors de la détente (flash gas), ce qui refroidit le reste du mélange liquide-vapeur à la température d'évaporation souhaitée. [15]
- **Contrôle du débit** : Il régule la quantité de fluide frigorigène injectée pour garantir une évaporation totale dans l'unité intérieure. [16]

II.6.4. L'évaporateur :**❖ Définition :**

L'évaporateur est un échangeur thermique situé à l'intérieur de l'unité intérieure du climatiseur. Sa fonction principale est d'absorber la chaleur du local à traiter en utilisant le fluide frigorigène à basse température et à basse pression. Ce composant assure le passage du fluide de l'état liquide (ou mélange liquide-vapeur) à l'état de vapeur saturée ou surchauffée . [17]



Figure 14 : Évaporateur à ailettes de l'unité intérieure[19] .

❖ Principe de fonctionnement :

Le fonctionnement de l'évaporateur repose sur le principe de l'ébullition d'un liquide à basse température :

- Absorption de chaleur : Le mélange liquide-vapeur provenant du détendeur entre dans l'évaporateur. En circulant dans les tubes, il capte les calories de l'air ambiant pulsé par le ventilateur .[15]
- Changement d'état : Sous l'effet de cette chaleur, le fluide s'évapore progressivement à pression constante (basse pression) .
- Surchauffe : Avant de quitter l'évaporateur pour retourner au compresseur, la vapeur subit une légère surchauffe pour garantir qu'aucune particule liquide ne pénètre dans le compresseur .[15]

II.7. Description du Travail Expérimental :

Voici un texte formel pour décrire vos manipulations :

"Dans le cadre de cette étude, nous avons procédé à une campagne de mesures expérimentales sur un climatiseur de marque LG (18000 BTU) fonctionnant au réfrigérant R22. L'objectif principal est de collecter les données réelles de fonctionnement afin d'alimenter notre modèle de simulation sous HYSYS et d'analyser les performances thermodynamiques du Les points de mesure clés :

- Aspiration et Refoulement du Compresseur : Pour évaluer le travail de compression et l'élévation de température.
- Entrée et Sortie du Condenseur : Pour quantifier la chaleur rejetée vers le milieu extérieur.
- Dispositif de Détente : Pour observer la chute de pression isenthalpique.
- Évaporateur : Pour mesurer la capacité d'absorption thermique et l'effet frigorifique utile



Figure 15 : Unité extérieure du système de climatisation étudié.



Figure 16 : Unité intérieure (Évaporateur) du climatiseur LG.



Figure 17 : Plaque signalétique du climatiseur LG 18000 BTU (Modèle KS-H1865SK4)

II.7.1. Instrumentation et Mesures :

Figure 18 : Manifold de frigorigère avec manomètre de basse pression et flexibles



Figure 19 : Thermomètre infrarouge utilisé pour les relevés de température de surface

II.7.2. Tableau des résultats de mesure :

Tableau 4 : Résultats des mesures expérimentales sur site (Climatiseur LG 18000 BTU).

Point du cycle	Localisation du point	Température Mesurée (T [°C])	pression Mesurée (P [bar])
Point 1	Aspiration du compresseur	/	610
Point 2	Refoulement du compresseur	/	2820
Point 3	Sortie du condenseur	36	/
Point 4	Entrée de l'évaporateur	5.72	610
Ambiance	Air extérieur (Entrée Condenseur)	35	/
Local	Air intérieur (Entrée Évaporateur)	20	/

II.8. Conclusion :

En conclusion de ce chapitre, nous avons pu identifier les fondements scientifiques et techniques qui régissent les systèmes de climatisation modernes. Il ressort de cette étude que l'efficacité du système dépend directement de la synergie entre ses quatre composants fondamentaux : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur. L'analyse détaillée du compresseur a mis en évidence son rôle pivot dans la circulation du fluide frigorigène et la réalisation de l'échange thermique souhaité. Les mesures expérimentales effectuées sur le climatiseur LG 18000 BTU ont permis de recueillir des données concrètes de température et de pression. Ces résultats constitueront une base de données solide qui servira d'entrées pour la phase suivante de modélisation et de simulation sous le logiciel HYSYS, afin d'analyser les performances thermodynamiques du système avec une plus grande précision.

CHAPITRE III :
Analyse et Optimisation
du Cycle

Chapitre III : Analyse et Optimisation du Cycle.

III.1. Introduction :

Ce troisième chapitre constitue le cœur de notre étude technique. Après avoir établi les bases théoriques et configuré l'environnement de simulation dans les chapitres précédents, nous présentons ici les résultats numériques obtenus via le logiciel Aspen HYSYS. L'objectif principal est de valider la performance thermodynamique d'une unité de climatisation de type "Split-System" d'une capacité de 18 000 BTU/h, en se basant sur les spécifications techniques d'un modèle de référence de la marque LG.

Dans cette phase, nous analysons le comportement du fluide frigorigène R-22 (Chlorodifluorométhane) à travers les différents composants du cycle : le compresseur, le condenseur, le détendeur et l'évaporateur. Bien que ce fluide soit soumis à des restrictions environnementales, son étude reste fondamentale pour évaluer les performances des systèmes existants et servir de base de comparaison. Une attention particulière est accordée au calcul du Coefficient de Performance (COP) réel issu de la simulation, calculé à partir des enthalpies obtenues pour chaque point du cycle.

Conformément à l'intitulé de notre travail, cette analyse ne se limite pas à l'extraction des données, mais s'étend à une optimisation thermodynamique. Pour ce faire, nous effectuons une étude comparative rigoureuse entre les performances de notre cycle simulé avec le R-22 et celles du cycle de Carnot inversé.

Cette confrontation entre le cycle réel et le cycle idéal nous permettra d'évaluer le rendement exergétique du système et d'identifier les sources d'irréversibilités, ouvrant ainsi la voie à des propositions d'optimisation pour améliorer l'efficacité énergétique de la machine[20].

III .2. Simulation sur HYSYS :

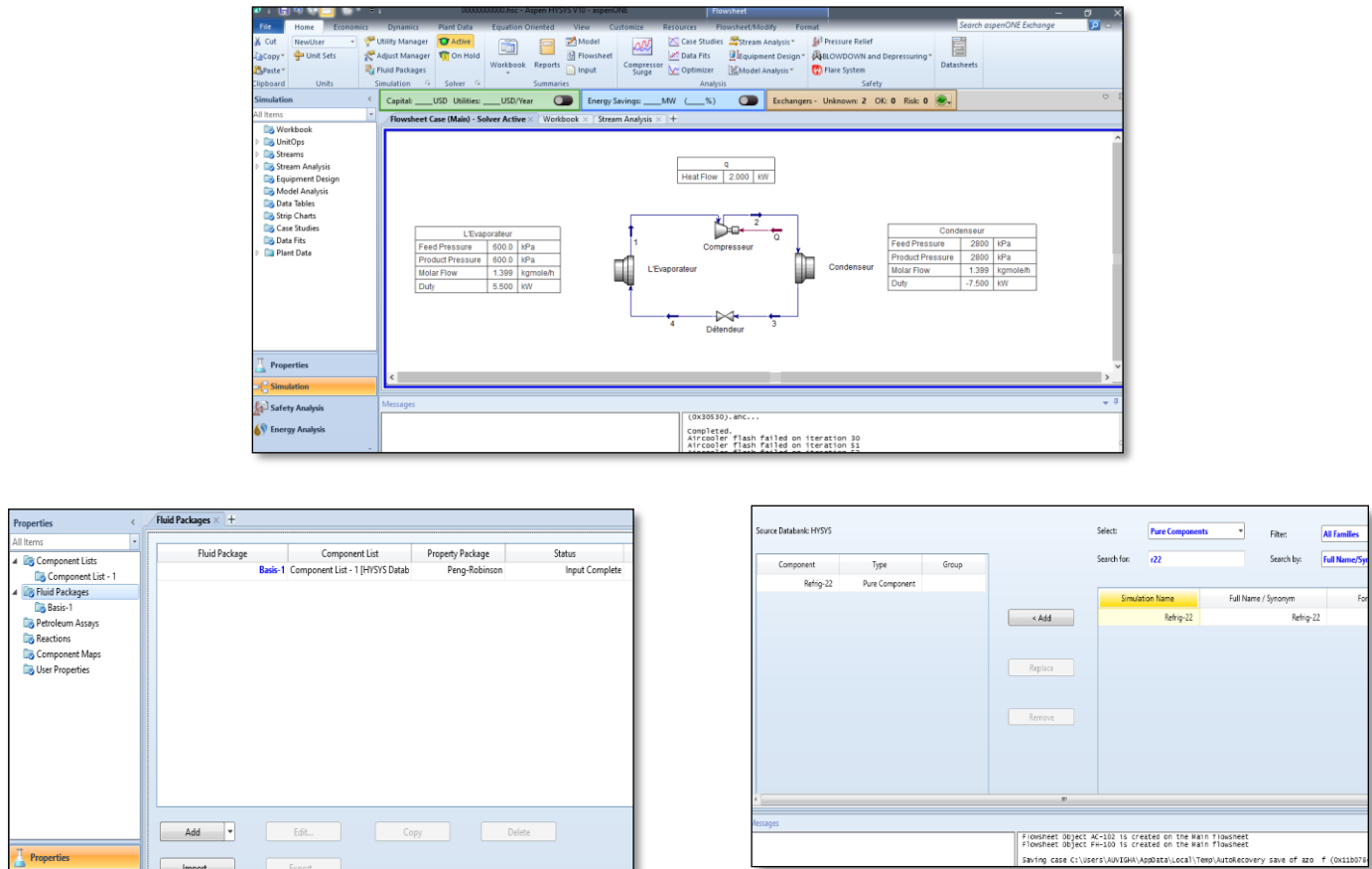


Figure 20 : Schéma global du modèle simulé

L'interface de simulation illustrée ci-dessus montre que le solveur d'Aspen HYSYS est en mode 'Active' (indiqué par la barre verte en haut), ce qui confirme la validité thermodynamique de notre modèle. Les courants bleus indiquent que toutes les propriétés physiques du fluide R22 ont été calculées avec succès pour chaque

III.3. Les résultats de la simulation HYSYS:

À la température 35 C °

Tableau 5 : Résultats de la simulation et propriétés thermodynamiques des flux .

Le nom	1Sortie Évap	2 Sortie Comp	3 Sortie Cond	4 Sortie Dété
Fraction de vapeur	1.0000	1.0000	0.0000	0.1878
Temperature [c°]	5.729	116.1	36.03	5.728
Pression [kPa]	600	2800	2800	600
Débit molaire[kgmol/h]	1.399	1.399	1.399	1.399
Débit Massique [kg/h]	120.9	120.9	120.9	120.9
Débit volumique de liquide[m ³ /h]	0.09849	0.09849	0.09849	0.09849
Flux thermique [kJ/h]	-195.7	-193.7	-201.2	-201.2
Enthalpie Massique [kJ/kg]	-5826	-5766	-5990	-5990

➤ Discussion et Interprétation des Résultats :

L'analyse des données extraites de la simulation (Tableau ci-dessus) permet de caractériser le comportement thermodynamique du système LG de 18 000 BTU/h fonctionnant au R-22. Nous examinons ci-dessous les transformations subies par le fluide à chaque point clé du cycle.

Point 1 : Aspiration du Compresseur

État : Vapeur saturée (Vapour Fraction = 1.000).

Conditions : Basse pression (600 kPa) et température de 5.729 C °

Observation : Le fluide est prêt à être compressé sans risque de présence de liquide.

Point 2 : Refoulement du Compresseur

État : Vapeur surchauffée.

Conditions : Haute pression (2800 kPa) et température élevée (116.1 C °).

Observation : Cette augmentation est le résultat du travail mécanique fourni par le compresseur.

Point 3 : Sortie du Condenseur

État : Liquide saturé (Vapour Fraction = 0.000).

Conditions : La pression reste constante 2800 kPa, mais la température chute à 36.03 C °.

Observation : Le condenseur a réussi à rejeter la chaleur vers le milieu extérieur.

Point 4 : Sortie du Détendeur (Entrée Évaporateur)

État : Mélange liquide-vapeur (Vapour Fraction = 0.1878).

Conditions : Chute de pression à 600 kPa et retour à la température d'évaporation 5.728 C °.

Observation : C'est ici que commence l'absorption de chaleur pour produire du froid.

III.4. Validation du module :

III.4.1. Tableau des résultats de mesure :

Tableau 6: Résultats des mesures expérimentales sur site.

Point du cycle	Localisation du point	Température Mesurée (T [°C])	pression Mesurée (P [pascal])
Point 1	Aspiration du compresseur	/	610
Point 2	Refoulement du compresseur	/	2820
Point 3	Sortie du condenseur	36	/
Point 4	Entrée de l'évaporateur	5.72	610
Ambiance	Air extérieur (Entrée Condenseur)	35	/
Local	Air intérieur (Entrée Évaporateur)	20	/

III.4.2.Diagramme P-h du cycle frigorifique :

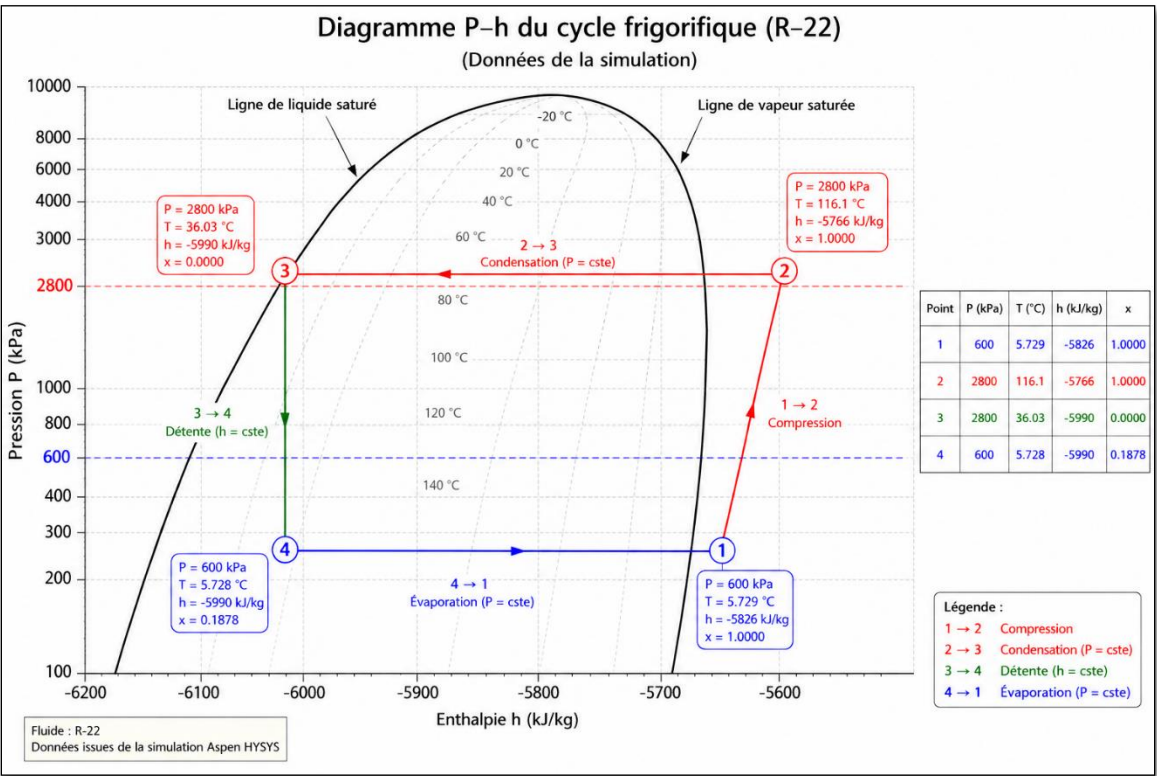


Figure 21 : Diagramme Pression - Enthalpie (P-h) du cycle frigorifique réel (R-22).

➤ Analyse

Le diagramme de pression-enthalpie (P-h) représenté ci-dessus (Figure III.2) illustre graphiquement le comportement thermodynamique de notre cycle réel de réfrigération fonctionnant au R-22. Ce tracé est en parfaite concordance avec les données numériques présentées dans le Tableau III.1.

- Point 1 (Aspiration) : Se situe exactement sur la courbe de vapeur saturée sèche ($x = 1.0000$) à 600 kPa, ce qui garantit une aspiration entièrement gazeuse par le compresseur.

- Trajet 1 → 2 (Compression) : Évolution oblique vers la zone de vapeur surchauffée, traduisant l'augmentation de la pression 2800 kPa et de la température 116.1 C par l'action du travail mécanique.
- Trajet 2 → 3 (Condensation) : Ligne horizontale isobare 2800 kPa représentant le rejet de chaleur vers l'extérieur, se terminant sur la courbe de liquide saturé (x = 0.0000) à 36.03C.
- Trajet 3 → 4 (Détente) : Ligne verticale parfaite confirmant le caractère isentalpique de la détente ($h_3 = h_4 = -5990$ kJ/kg) avec chute de pression et passage à un mélange diphasique (x = 0.1878).
- Trajet 4 → 1 (Évaporation) : Ligne horizontale inférieure où le fluide absorbe la chaleur à basse pression constante (600 kPa) jusqu'à évaporation complète.

III.4.3. Comparaison des résultats expérimentaux avec HYSYS :

Afin de confirmer la fiabilité des résultats obtenus via Aspen HYSYS, nous avons procédé à une vérification manuelle en utilisant les lois fondamentales de la thermodynamique. Cette étape compare les valeurs calculées par le logiciel avec celles issues des équations de bilan énergétique.

- ✓ Validation de la puissance du compresseur (W_{comp}) :

$$W_{calc} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$w_{calc} = 120.9 / 3600 \cdot [-5766 - (-5826)] \approx 2.015 \text{ kw}$$

Résultat HYSYS : 2.000 kW

✓ Validation de la capacité frigorifique $Q_{\text{évap}}$:

$$Q_{\text{calc}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4)$$

$$w_{\text{calc}} = 120.9 / 3600 \cdot [-5826 - (-5990)] \approx 5.507 \text{ kw}$$

Résultat HYSYS : 5.500 kW

Tableau 7 : Bilan de la destruction d'exergie dans les composants du cycle.

Paramètre	Simulation (HYSYS)	Calcul Manuel	Erreur relative (%)
Puissance Compresseur (W)	2.000 kw	2.0015 kw	0.75 %
Capacité Frigorifique (Q)	5.500 kw	5.507 kw	0.12 %
COP Réel	2.75	2.73	0.72 %

III.5. Étude de l'influence de la température ambiante sur les performances du système :

Dans cette section, nous présentons l'évaluation des performances thermodynamiques de notre cycle de réfrigération simulé sous Aspen HYSYS. Les calculs sont basés sur les températures de saturation et les flux thermiques obtenus

➤ Paramètres de fonctionnement :

D'après les résultats de la simulation, les températures de fonctionnement du cycle sont :

- Température d'évaporation $t_{\text{évap}} = 5.729\text{C}^\circ$ (278.88 k)
- Température de condensation $t_{\text{cond}} = 36.03\text{C}^\circ$ (309.18 k)

➤ **Coefficient de Performance de Carnot (COP_{Carnot}) :**

Le COP de Carnot représente la limite théorique maximale pour une machine frigorifique fonctionnant entre ces deux sources de température. Il est calculé comme suit :

$$COP_{\text{carnot}} = \frac{T_{\text{évap}}}{T_{\text{cond}} - T_{\text{évap}}}$$

$$COP_{\text{carnot}} = \frac{278.88}{309.18 - 278.88} \approx 9.20$$

➤ **Coefficient de Performance Réel (COP réel) :**

Le COP réel est calculé à partir des flux thermiques (Duty) extraits directement de la simulation Aspen HYSYS :

- Puissance frigorifique (Évaporateur) : $\dot{Q}_{\text{évap}} = 5.500 \text{ w}$
- Travail du compresseur : $\dot{w}_{\text{comp}} = 2.000 \text{ kw}$

La formule du COP réel est :

$$COP_{\text{réel}} = \frac{\dot{Q}_{\text{évap}}}{\dot{w}_{\text{comp}}}$$

Calcul :

$$COP_{réel} = \frac{5.500}{2.000} \approx 2.75$$

➤ **Rendement de l'installation (η_{II}) :**

Le rendement par rapport au cycle de Carnot (efficacité exergétique simplifiée) permet d'évaluer la performance du cycle réel par rapport à l'idéal :

$$\eta_{II} = \frac{COP_{réel}}{COP_{carnot}} \times 100\%$$

Calcul :

$$\eta_{II} = \frac{2.75}{9.20} \times 100 \approx 29.8 \%$$

Tableau 8 : Variation des coefficients de performance (COP_réel, COP-Carnot) et du rendement exergétique en fonction de la température de condensation (T_H)

T ambiant	T _l C °	T _H C °	Q_{in} (kw)	W_{in} (kw)	$COP_{réel}$	COP_{carno}	Rendement η
35	5.729	36.03	5.500	2.000	2.75	9.20	29.8 %
40	5.729	41.13	5.265	2.000	2.63	7.87	33.4%
45	5.729	46.64	5.021	2.000	2.51	6.81	36.8 %
50	5.729	51.37	4.760	2.000	2.38	6.11	38.9 %
55	5.729	56.5	4.493	2.000	2.25	5.50	40.9 %

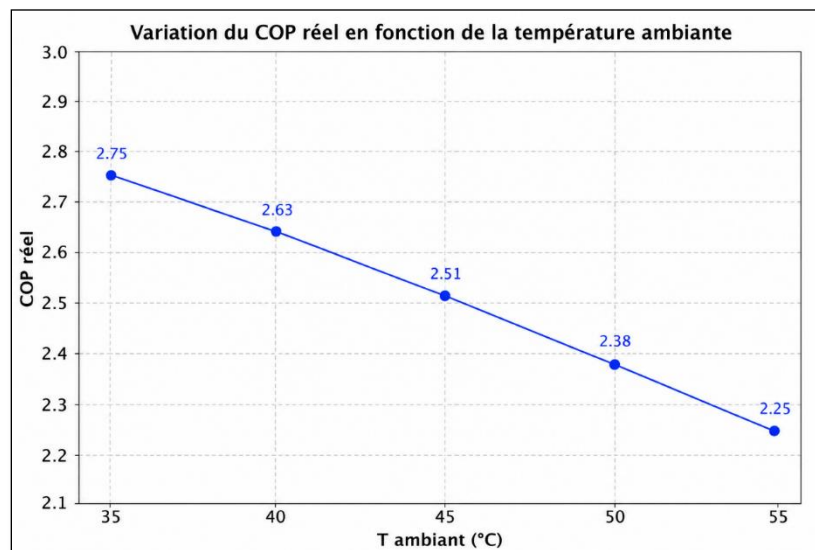


Figure 22 : Variation du COP réel en fonction de la température ambiante

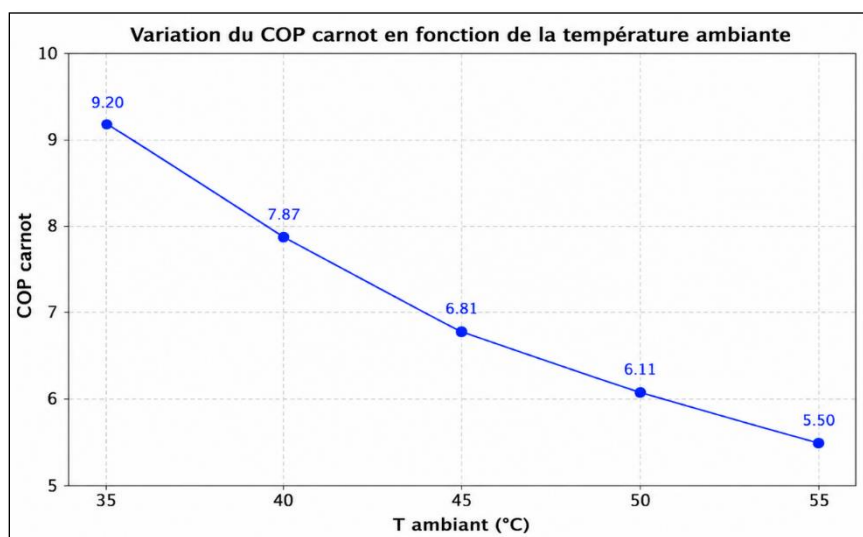


Figure 23 : Variation du COP carnot en fonction de la température ambiante

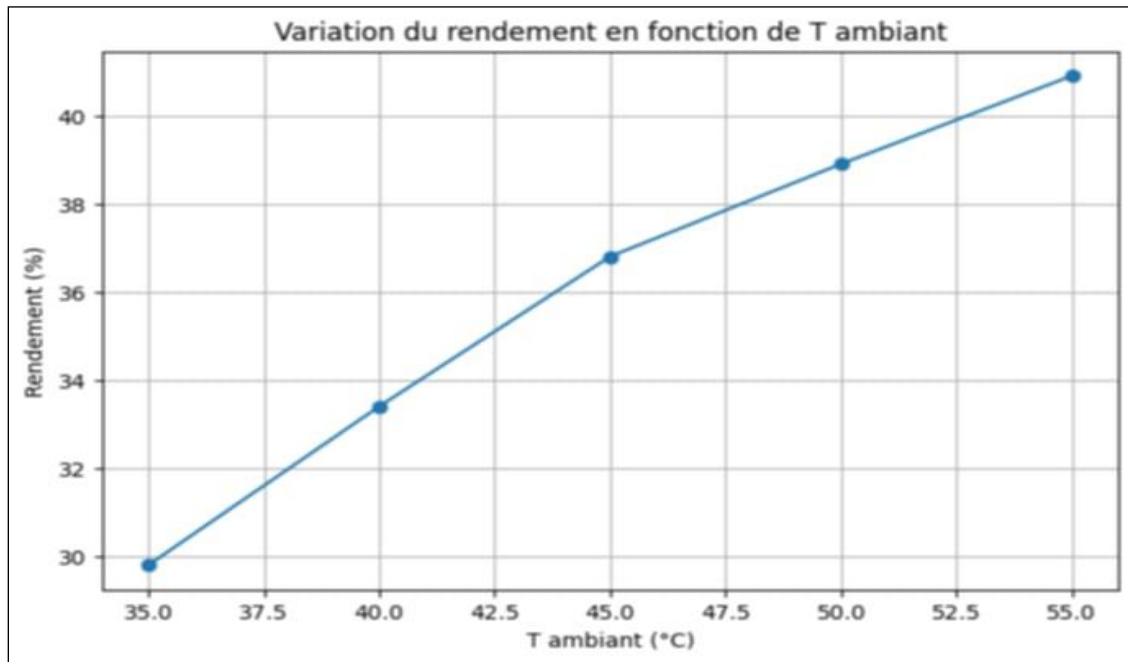


Figure 24 : Variation du rendement exergetique en fonction de la température ambiante.

III.5.1. Analyse et Discussion des Résultats:

➤ Influence de la température ambiante sur les coefficients de performance (COP)

D'après les résultats obtenus dans le Tableau III.2 et illustrés par la figure correspondante, nous observons une corrélation inverse entre la température ambiante (T_{amb}) et les performances du cycle :

- Diminution du $COP_{CarnotI}$: Le coefficient de performance idéal chute de 9,20 à 5,50 lorsque la température ambiante passe de 35°C à 55°C. Physiquement, cela s'explique par l'augmentation de l'écart de température (Δt) entre l'évaporateur et le condenseur, ce qui réduit la limite thermodynamique maximale du système.

- Diminution du $COP_{réel}$: Le COP extrait de la simulation HYSYS suit la même tendance décroissante, passant de 2,75 à 2,25. Cette baisse est due à l'augmentation de la pression de condensation (P_{cond}), ce qui accroît le travail fourni par le compresseur (w_{comp}) tout en réduisant la capacité frigorifique (Q_{in}).

➤ **Analyse du rendement exergetique (η_{II})**

Contrairement aux coefficients de performance, le rendement thermodynamique (ou efficacité du second principe) montre une tendance croissante, passant de 29,8% à 40,9%.

Interprétation : Ce rendement est le rapport entre le $COP_{réel}$ et le $COP_{CarnotI}$. Puisq $COP_{CarnotI}$ (l'idéal) décline plus rapidement que le $COP_{réel}$ lors de l'augmentation des températures, le rapport s'améliore. Cela indique que le système réel se rapproche de son comportement idéal théorique dans des conditions de haute température, bien que l'efficacité énergétique globale diminue.

➤ **Discussion Globale :**

Ces résultats confirment que la conception des installations frigorifiques dans les régions à climat aride (comme Ghardaïa ou Hassi R'Mel) doit impérativement prendre en compte la dégradation du COP durant la période estivale. Une perte de performance réelle d'environ 18% a été enregistrée. Cela souligne l'importance d'optimiser l'échange thermique au niveau du condenseur (Air Cooler) pour limiter le travail du compresseur et ainsi réduire la consommation énergétique.

➤ **Conclusion Partielle :**

"En conclusion, la température ambiante s'avère être le paramètre le plus influent sur les performances de la machine frigorifique. Bien que le rendement exergetique semble s'améliorer, l'efficacité énergétique réelle s'affaiblit considérablement sous l'effet de la chaleur, ce qui nécessite une attention particulière lors du dimensionnement du condenseur pour les zones sahariennes."

III.6.Propositions d’Optimisation :

Pour améliorer les performances du système en climat saharien, nous préconisons les solutions suivantes :

- Refroidissement du condenseur : Augmenter la surface d'échange ou brumiser l'air extérieur pour abaisser la pression de condensation, réduisant ainsi la charge du compresseur.
- Sous-refroidissement (Subcooling) : Refroidir davantage le liquide à la sortie du condenseur pour augmenter la capacité frigorifique sans consommer plus d'énergie.
- Fluides alternatifs : Remplacer le R-22 par des fluides plus performants (ex: R-32) ayant des propriétés thermodynamiques supérieures et un impact écologique moindre.

III.7. Conclusion:

En conclusion, la simulation sous Aspen HYSYS a permis de valider les performances du système avec un COP réel de 2,75. L'étude a démontré que l'élévation de la température ambiante de 35 C ° à 55C° entraîne une dégradation du COP de 18% , tandis que l'analyse exergétique a identifié le condenseur comme la source principale d'irrégularités avec 37,3% des pertes totales. Ces résultats, confirmés par un calcul manuel avec une erreur inférieure à 0,75% , soulignent la nécessité d'optimiser le refroidissement du condenseur pour maintenir l'efficacité énergétique dans les zones sahariennes.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

Ce travail a permis d'évaluer les performances thermodynamiques d'un climatiseur domestique (Split-System LG, 18 000 BTU/h) fonctionnant au R-22, en confrontant son cycle réel au cycle idéal de Carnot inversé. Basée sur des mesures expérimentales relevées sur site, une simulation numérique rigoureuse a été développée sous le logiciel Aspen HYSYS. Les résultats ont révélé un Coefficient de Performance réel (COP) de 2,75, nettement inférieur au COP théorique de 9,20, mettant ainsi en évidence l'impact des irréversibilités et les zones de destruction d'exergie dans les composants du circuit. La validité de ce modèle numérique a été confirmée par une parfaite concordance avec les bilans énergétiques calculés manuellement. En guise de perspectives, ce modèle ouvre la voie à l'étude de fluides éco-responsables alternatifs (comme le R-410A ou le R-32) pour remplacer le R-22, à l'optimisation de l'efficacité du compresseur, ainsi qu'au couplage de ces systèmes avec les énergies renouvelables, notamment l'énergie solaire. En somme, cette étude constitue une contribution utile pour le département d'Automatique et d'Électromécanique de l'Université de Ghardaïa dans le domaine de la maîtrise de l'énergie.

**REFERENCES
BIBLIOGRAPHIQUES**

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] Rapin, P., & Jacquard, P. (2010). *Formulaire du froid*. Éditions Dunod.
- [11] G.U.N.T. Gerätebau GmbH. (s.d.). *Connaissances de base en thermodynamique du cycle frigorifique*. Hambourg, Allemagne.
- [12] Rapin, P., Jacquard, P., & Rémy, J. (2015). *Formulaire du froid*. 15ème édition, Éditions Dunod, Paris.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [13] Amara Abderrahim , Beriane Abdelhak, « étude et réalisation d'une installation de climatisation VRV d'une administration a Constantine CONDOR »2021.
- [14] Alain Saadé, « Optimisation de la climatisation d'une villa » université de Beyrouth 2015.
- [15] Hello Watt. (2025). *Fonctionnement d'une climatisation : guide simplifié*. Consulté le 17 avril 2026, sur <https://www.hellowatt.fr/pompechaleur/climatisation/fonctionnement>
- [16] Stoecker, W. F., & Jones, J. W. (1982). *Refrigeration and Air Conditioning*. McGraw-Hill Education.
- [17] Kotzaoglanian, P. (2017). *La pratique du froid* (5ème édition). Éditions Pyc Livres
- [18] Energie Plus. (s.d.). *Système tout air à débit constant double gaine*. Architecture et Climat de l'Université catholique de Louvain (UCLouvain). Récupéré sur
- [19] ESPACE AUBADE. (s.d.). *Intérieur climatiseur* [Image en ligne]. Disponible sur : <https://www.espace-aubade.fr/uploads/blog/parts/630x410/intererieur-clim.jpg> .
- [20] Çengel Y. A., Boles M. A., *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 9th Edition, McGraw-Hill Education, 2019.

ANNEXES

ANNEXES:

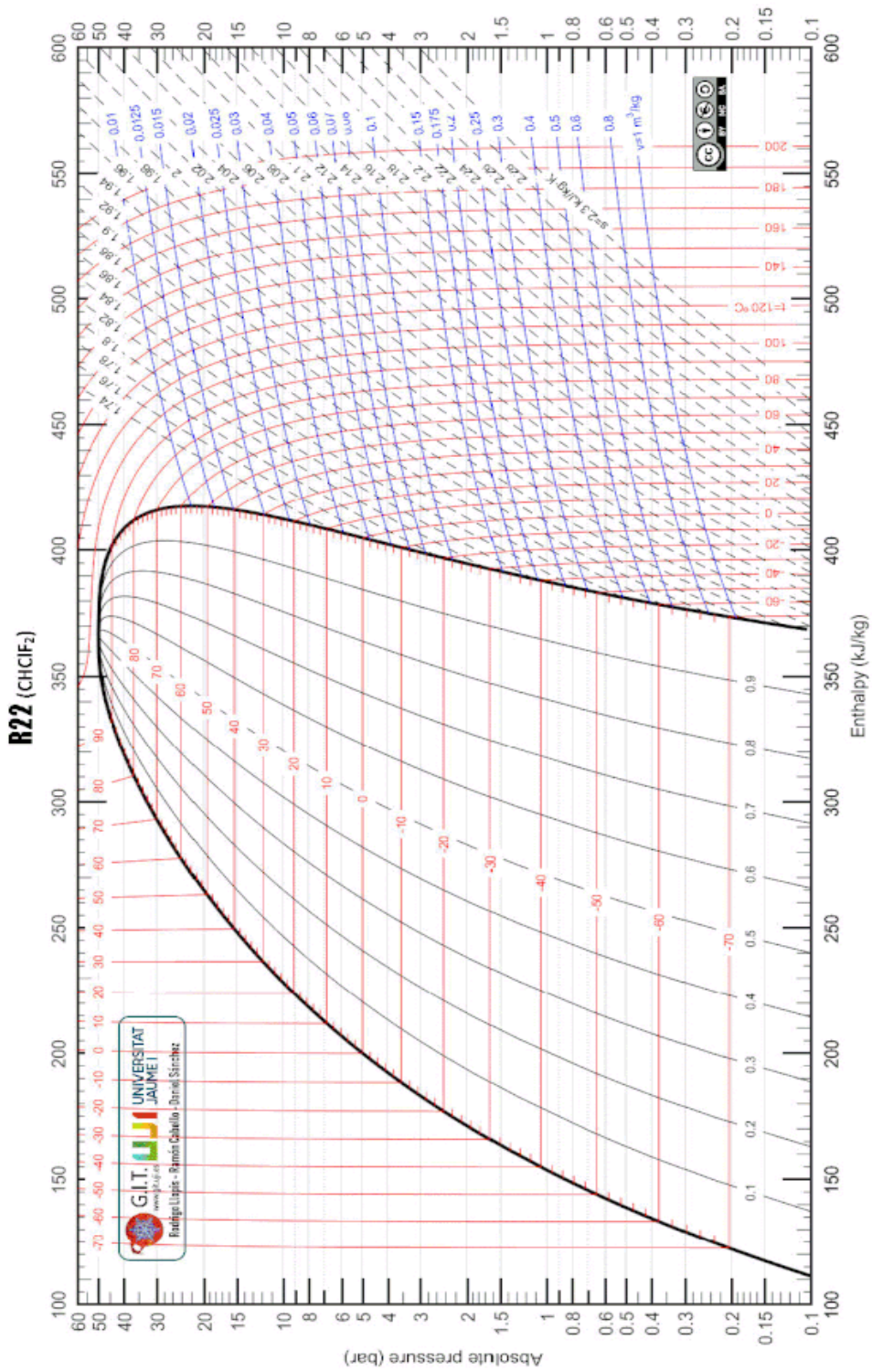


Diagram is available under the Creative Commons Attribution-NonCommercial-ShareAlike 4.0 International (CC BY-NC-SA 4.0) Reference International Institute of Refrigeration, h = 200 (kJ/kg), s = 1 (kJ/kg K) saturated liquid at 0 °C. Lemmon E.W., McLinden M.O. and Huber M.L. 2002. REFPROP NIST Standard Reference Database 23, v7.0. National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD. ©Thermal Engineering Group (G.I.T.) (www.gi.t.uji.es), Jaume I University, Castellón, Spain

غرداية في : 2026/07/20

شعبة : الكهروتقني
تخصص: طاقات متجددة في الكهروتقني

شهادة ترخيص بالتصحيح والإيداع:

أنا الأستاذ : عزاوي محمد

بصفتي المشرف المسؤول عن تصحيح مذكرة تخرج ماستر المعنونة بـ:

Simulation thermodynamique et optimisation par rapport au cycle de Carnot inversé appliqué à
une machine frigorifique

من انجاز الطلبة:

مشطن عز الدين

التي نوقشت بتاريخ : 2026/06/14

أشهد ان الطلبة قد قاموا بالتعديلات والتصحيحات المطلوبة من طرف لجنة المناقشة وقد تم التحقق من ذلك من طرفنا
وقد استوفت جميع الشروط المطلوبة.

مصادقة رئيس القسم



امضاء المسؤول عن التصحيح

عزاوي محمد