

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique

Département génie mécanique



Laboratoire génie mécanique et développement -LGMD-

مخبر الهندسة
الميكانيكية
والتطوير
LGMD

Mémoire de projet de fin d'études

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

**Etablissement d'une interface de dimensionnement et
développement des réfrigérateurs domestiques à
convection naturelle**

Abdelmoumene ARAFI

Sous la direction de M. Arezki SMAILI Professeur
M. Abdelhamid BOUHALAL Dr. MAB
M. Walid MALDJI Ingénieur

Présenté et soutenu publiquement le 21/09/2020

Composition du Jury :

Président	M. Slimane DJELLAL,	MCB	ENP
Promoteur	M. Arezki SMAILI,	Professeur	ENP
Co-promoteur	M. Abedelhamid BOUHELAL,	MAB	ENP
Partenaire	M. Walid MALDJI,	Ingénieur	Brandt Algérie
Examineur	M. Mohammed Amokrane MAHDI,	MCB	ENP

ENP 2020

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique

Département génie mécanique



Laboratoire génie mécanique et développement -LGMD-

مخبر الهندسة
الميكانيكية
والتطوير
LGMD

Mémoire de projet de fin d'études

pour l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état en Génie Mécanique

**Etablissement d'une interface de dimensionnement et
développement des réfrigérateurs domestiques à
convection naturelle**

Abdelmoumene ARAFI

Sous la direction de M. Arezki SMAILI Professeur
M. Abdelhamid BOUHALAL Dr. MAB
M. Walid MALDJI Ingénieur

Présenté et soutenu publiquement le 21/09/2020

Composition du Jury :

Président	M. Slimane DJELLAL,	MCB	ENP
Promoteur	M. Arezki SMAILI,	Professeur	ENP
Co-promoteur	M. Abdelhamid BOUHELAL,	MAB	ENP
Partenaire	M. Walid MALDJI,	Ingénieur	Brandt Algérie
Examineur	M. Mohammed Amokrane MAHDI,	MCB	ENP

ENP 2020

ملخص

يتمثل الهدف النهائي لهذا المشروع في إنشاء واجهة مستخدم رسومية لتصميم الثلاجات المنزلية ذات التهوية الطبيعية. تركز هذا العمل بشكل خاص على نموذج أساسي يتكون من حجرتين رئيسيتين ، حجرة تجميد في أعلى حجرة تبريد، حيث يستعمل هذا النموذج مبادلات حرارية ذات أنابيب متوازية. بناء على التحليل الحراري و تحليل الموائع. حساب الحمل الحراري للثلاجات المنزلية، و تصميم مختلف مكونات جهاز التبريد تم إعتمادها. أخيرا التحقق من التحقق من صحة النتائج مع تلك التي تم الحصول عليها باستعمال محاكاة ديناميكا الموائع الحسابية تم تقديمها و مناقشتها. أظهرت نتائج المحاكاة أن الحساب التحليلي يعطي قياسات جيدة يمكن أن تنتقل إلى المرحلة التجريبية.

الكلمات المفتاحية: التبريد، التحليل الحراري، مبادل حراري، مبخر، مكثف، شعيرة، محاكاة ديناميكا الموائع الحسابية.

Abstract

The aim of this project consists in the determination of a graphical interface for the design of domestic refrigerators with natural convection. This work specifically focuses on a basic configuration composed of two main compartments, a freezer at the top of a refrigerator, this configuration use parallel coil heat exchangers. Based on thermal and fluid analysis, the thermal load of domestic refrigerators, and the sizing of various components of the refrigeration device have been carried out. Finally the validation of the obtained results with those due to CFD simulation are presented and discussed. The simulation results showed that the analytical calculation gives a good sizing which can pass to the experimental stage.

Keywords: Refrigeration, Thermal analysis, Heat exchanger, Evaporator, Condenser, Capillary, CFD simulation.

Résumé

L'objectif ultime de ce projet consiste en établissement d'une interface graphique pour le dimensionnement des Réfrigérateurs domestiques à convection naturelle. Ce travail se concentre spécifiquement sur une configuration basique composée de deux compartiments principaux, un congélateur en haut d'un réfrigérateur, cette configuration utilise des échangeurs de chaleur à serpentins parallèles. En se basant sur l'analyse de transfert de chaleur et l'écoulement du fluide, les calculs de la charge thermique des réfrigérateurs domestiques à convection naturelle, et le dimensionnement de différents composants du dispositif de réfrigération donné ont été effectués. Finalement la validation des résultats obtenus avec ceux dû à la simulation CFD a été présentée et discutée. Les résultats de simulation ont montré que le calcul analytique donne un bon dimensionnement qui peut passer au stade expérimental.

Mot clés: Réfrigération, Analyse thermique, Echangeur de chaleur, Evaporateur, Condenseur, Capillaire, Simulation CFD.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à mon père « Mebarek », à ma mère « Nafissa »,

A mes frères « Zineddine, Walid, Adil, Azzeddine et Djalal »

A mes sœurs « Samira et Khawla » et toute ma famille

A tous mes chers et fidèles amis

Abdelmoumene Arafi

Remerciement

Premièrement je remercie **ALLAH**, le tout puissant pour toute la volonté et le courage qu'il m'a donnés pour l'achèvement de ce travail.

Mes premiers remerciements vont à mon promoteur de thèse, **Arezki SMAILI**, Professeur à l'Ecole Nationale Polytechnique de m'avoir confié ce travail, pour son soutien et pour tout ce que j'ai appris de lui durant les années d'études. Merci.

Je remercie très particulièrement Monsieur **Abdelhamid BOUHELAL**, Dr. Maîtres assistant, co-promoteur de cette thèse. Je le remercie pour toute l'aide qu'ils m'ont apporté pour la finalisation de cette thèse.

Je remercie également tout particulièrement Monsieur **Walid MALDJI** ingénieur à Brandt Algérie, et mon parrain de stage de fin d'études, pour l'ensemble de ses conseils scientifiques, professionnels et personnels.

Je remercie l'ensemble des membres du jury. Mes vifs remerciements vont à Monsieur **Slimane DJELLAL**, pour avoir accepté de présider mon jury. Je suis extrêmement reconnaissant envers Monsieur **Mohammed Amokrane MAHDI**, Dr. Maître assistant pour avoir accepté d'examiner mon travail.

Enfin nous remercions toutes les personnes qui ont de près ou de loin contribué à la réalisation de notre projet.

Table des matières

Liste des figures	
Liste des tableaux	
NOMENCLATURE	
Les indices	
Les Abréviations	
Introduction générale.....	12
CHAPITRE I : <i>GÉNÉRALITÉS</i>	14
I.1 Historique du développement de la technologie réfrigération	15
I.2 Cycles frigorifiques.....	15
I.2.1 Cycle idéal.....	16
I.2.2 Cycle cascade.....	16
I.2.3 Cycle de sorption	17
I.2.4 Refroidissement thermoélectrique	18
I.2.5 Réfrigération magnétique.....	18
I.3 Cycle à compression de vapeur simple	19
I.4 Le rôle des températures dans le contrôle du développement microbien.....	21
I.5 Différents types de réfrigérateurs ménagers	24
a. Froid statique	24
b. Froid brassé	24
c. Froid ventilé (à air forcé).....	24
I.6 Transferts thermiques dans les réfrigérateurs ménagers	25
I.6.1 Echanges thermiques dans les réfrigérateurs	25
I.6.2 Exemples d'évolution de température dans les réfrigérateurs ménagers	25
I.6.3 Corrélations empiriques	26
I.6.4 Convection interne dans une cavité rectangulaire fermée.....	27
I.6.5 Rayonnement dans une cavité.....	28
I.7 Les Echangeurs de chaleurs dans les réfrigérateurs domestiques	30
I.7.1 Echangeur de chaleur a tube nu	30
I.7.2 Echangeur de chaleur à plaque.....	30
I.7.3 Echangeur de chaleur à ailettes	32
CHAPITRE II : <i>CALCUL ET DIMENSIONNEMENT D'UN REFRIGERATEUR</i>	33
<i>A COMPRESSION DE VAPEUR</i>	33
II.1 Introduction	34
II.2 Calcul de la charge thermique	36
II.3 Dimensionnement de l'évaporateur	38
II.4 Dimensionnement du condenseur :.....	43

II.4.1 Calcul du coefficient de convection du réfrigérant :.....	45
II.5 La sélection du compresseur :.....	48
II.6 Dimensionnement du capillaire :	49
II.6.1 Le modèle mathématique du capillaire (CT-SL HX)	49
II.6.2 Principes du modèle.....	50
II.6.3 Le calcul de la longueur dans la région liquide non-adiabatique.....	54
II.6.4 Le calcul de la longueur dans la région diphasique	55
II.7 Application sur deux modèles de réfrigérateur.....	56
II.7.1 Introduction.....	56
II.7.2 Les entrées de dimensionnements.....	56
II.7.3 Les Résultats :.....	57
II.7.4 Interprétation :	59
II.7.5 Conclusion	60
CHAPITRE III : <i>Simulation CFD du transfert de chaleur dans un réfrigérateur domestique</i>	61
III.1 Modèle mathématique	62
III.2 Préparation des modèles.....	64
• Le domaine de fluide et les conditions aux limites	64
• Etude du maillage	66
III.3 Résultats	67
III.4 Interprétation	69
III.5 Conclusion.....	69
Conclusion.....	70
Références bibliographiques	71
Annexes.....	74

Liste des figures

Figure 1.1: cycle idéal de Carnot inversé : (a) le circuit et (b) diagramme température-entropie. [3]	16
Figure 1. 2: Cycle d'absorption – circuit de base. [3]	17
Figure 1. 3: Cycle d'adsorption - processus idéalisé (a) augmentation de la pression, (b) réfrigérant désorbé et déplacé vers le condenseur, (c) pression abaissée, (d) réfrigérant bouilli dans l'évaporateur et adsorbé. [3]	18
Figure 1. 4: Evaporation et condensation d'un fluide. [3]	19
Figure 1. 5: Cycle à compression de vapeur simple. [3]	20
Figure 1. 6: Pression–enthalpie, diagramme P–h, montre cycle de compression de vapeur. [3]	20
Figure 1. 7: Diagramme température–entropie pour un cycle de compression de vapeur. [3]	21
Figure 1. 8: Température approximative d'arrêt de croissance de germes pathogènes. [4]....	22
Figure 1. 9: Recommandation pour le placement des aliments dans les réfrigérateurs ménagers. [16]	23
Figure 1.10: Les trois types de froid : (a) froid statique, (b) froid brassé, (c) froid ventilé. [17]	24
Figure 1. 11: Schéma des échanges convectifs et radiatifs dans un réfrigérateur ménager vide. [4]	25
Figure 1. 12: Exemple de variation de température sur la paroi de l'évaporateur d'un réfrigérateur ménager, le thermostat étant réglé sur 6°C. [18].....	25
Figure 1. 13: Exemple de variation de température de l'air à différentes positions dans un réfrigérateur ménager, le thermostat étant réglé sur 6°C. [18].....	26
Figure 1. 16: Ecoulement dans une cavité fermée. [5].....	27
Figure 1. 17: échangeur de chaleur à tube nu – (a) serpentin plat. (b) le trombone ovale. [8]	30
Figure 1. 18: Evaporateurs à plaque – (a) évaporateur à plaque formé une enceinte fermée. (b) évaporateur à peau (skin evaporator). [9].....	31
Figure 1. 19: Evaporateur à ailettes d'un réfrigérateur No Frost. [22]	32
Figure 2. 1: Modèle CAO pour la configuration du réfrigérateur.....	34
Figure 2. 2: le circuit thermique des parois du réfrigérateur.....	36
Figure 2. 3: Le plan des dimensions du réfrigérateur.....	37
Figure 2. 4: diagramme montre les charges thermiques absorbées par l'évaporateur.	38

Figure 2. 5: (a) Plan 2D de l'évaporateur (b) une section dans l'évaporateur montre le modèle de transfert de chaleur utilisé.	38
Figure 2. 6: Diagramme de calcul de la longueur de l'évaporateur et la charge thermique. ..	42
Figure 2. 7: diagramme P-H montre l'opération de condensation.	43
Figure 2. 8: (a) Plan 2D de du condenseur (b) une section dans le condenseur montre le modèle de transfert de chaleur utilisé.	44
Figure 2. 9: le circuit thermique de l'échange dans le condenseur.	45
Figure 2. 10: Diagramme de calcul de la longueur du condenseur.	47
Figure 2. 11: (a) cycle frigorifique à compression de vapeur avec un capillaire non-adiabatique (b) diagramme P-H du cycle. [20]	49
Figure 2. 12: le circuit thermique du condenseur. [12]	49
Figure 2. 13: Schéma de l'équilibre thermique à travers un volume de contrôle.	52
Figure 2. 14: La résistance thermique travers CT-SL HX. [12].....	53
Figure 2. 15: Diagramme de calcul de la longueur du capillaire.	55
Figure 3. 1 : les modèles CAO simplifiés des plateformes par Solidworks.....	64
Figure 3. 2 : Le domaine du fluide (l'air).....	64
Figure 3. 3 : Les conditions aux limites appliquées sur les modèles	65
Figure 3. 4 : Structure du maillage: (a) plateforme 2 , (b) modèle de O. Laguerre [17].....	66
Figure 3. 5 : La distribution de la température dans les réfrigérateurs (fluide/solide).....	67
Figure 3. 6 : Trajectoires du flux et la distribution de température dans les réfrigérateurs. ...	67
Figure 3. 7 : les positions de mesure de la température à l'intérieur du réfrigérateur suivant la norme EN 62552. [27].....	68
Figure 3. 8 : La distribution de la température dans la plateforme 1	68
Figure 3. 9 : La distribution de la température dans la plateforme 2	69
Figure 4. 1 : L'interface graphique	74

Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Corrélation empirique des transferts de chaleur par convection dans une cavité rectangulaire vide. [7].....	31
Tableau 2. 1 : exemple d'une documentation du compresseur.....	48
Tableau 2. 2 : les dimensions et les épaisseurs des plateformes.....	56
Tableau 2. 3 : les conductivités thermiques des matériaux des plateformes.....	57
Tableau 2. 4 : Les conditions aux limites.....	57
Tableau 2. 5 : Les charges thermiques.....	57
Tableau 2. 6 : Les données géométriques et technologiques de l'évaporateur.....	57
Tableau 2. 7 : Les longueurs des évaporateurs.....	58
Tableau 2. 8 : Les spécifications des compresseurs.....	58
Tableau 2. 9 : Les données géométriques et technologiques du condenseur.....	58
Tableau 2. 10 : Les longueurs des condenseurs.....	58
Tableau 2. 11 : Les données géométriques et technologiques du capillaire.....	58
Tableau 2. 12 : Les longueurs des capillaires.....	59
Tableau 3. 1 : Résultats de simulation de la plateforme 1.....	68
Tableau 3. 2 : Résultats de simulation de la plateforme 2.....	69

NOMENCLATURE

- A:** Aire de surface d'échange (m^2).
- Bo:** Boiling Number.
- COP:** Coefficient de performance.
- D:** Diamètre de tube (m).
- e:** Épaisseur de la paroi (m).
- f:** Coefficient de frottement.
- G:** Vitesse massique ($kg/m^2.s$).
- h:** Enthalpie spécifique (kJ/kg).
- h_i:** Coefficient d'échange convectif à l'intérieur ($W/m^2.K$).
- h_o:** Coefficient d'échange convectif à l'extérieur ($W/m^2.K$).
- k:** Conductivité thermique ($W/m.K$).
- k_r:** Conductivité thermique du fluide ($W/m.K$).
- L:** Longueur des tubes (m).
- m:** Débit massique (kg/h).
- Nu:** Nombre de Nusselt.
- P:** Puissance de consommation (W).
- p:** Pression (Pa).
- Pas:** Pas de l'échangeur (m).
- Pr:** Nombre de Prandtl.
- Q:** Taux de transfert de chaleur (W).
- R:** La résistance thermique ($m^2.K/W$).
- R':** La résistance thermique par l'unité de longueur ($m.K/W$).
- Re:** Nombre de Reynolds.
- RR:** Taux de marche de compresseur (%).
- s:** Entropie spécifique (kJ/K).
- T:** Température ($^{\circ}C$).
- U:** Coefficient d'échange global ($W/m^2.K$).
- v:** Volume spécifique (m^3/kg).
- W:** Puissance de refroidissement du compresseur (W).
- w:** Largeur de soudure (m).

x: Qualité de fluide.

δ : Épaisseur de soudure (m).

ε : Rugosité (m).

η : Rendement isentropique.

μ : Viscosité dynamique (Pa·s).

ρ : Masse volumique (kg/m³).

Les indices

adiabatique: Région adiabatique.

cap: Capillaire.

cond: Condensation

evap: Évaporation.

frz: Congélateur.

g : Région gaz.

i: Interne.

l: Région liquide.

m: Moyen.

o: Externe.

ref: Réfrigérateur.

S: Isentropique.

s: Suction line.

sp: Mono phase.

tot: Total.

tp: Diphasique.

Les Abréviations

CTSL-HX: Capillary tube – suction line heat exchanger.

NIST: National Institute of Standards and Technology.

REFPROP: Reference fluid thermodynamics and Transport Properties Database.

Introduction générale

Le domaine du froid occupe une importance très notable dans la vie quotidienne, et connaît un développement rapide dans le monde. Il a des applications nombreuses telles que la climatisation des bâtiments et automobile, la réfrigération industrielle et domestique, le domaine agroalimentaire et médical, etc.

Notamment, pour la réfrigération domestique, plus d'une centaine de millions de réfrigérateurs sont vendus chaque année dans le monde. Les réfrigérateurs sont également l'un des appareils électroménagers les plus demandés sur les marchés. Les estimations montrent que les expéditions mondiales de réfrigérateurs devraient atteindre plus de 150 millions en volume d'ici 2025, compte tenu de l'innovation technologique attendue conduisant à une efficacité énergétique accrue et à des réductions de prix. [1]. Alors que les températures mondiales continuent d'augmenter, la réfrigération deviendra d'autant plus indispensable. Il est crucial de garantir l'efficacité de la réfrigération, car les réfrigérateurs sont souvent le premier gros appareil électroménager acheté par un ménage ou une entreprise et ont un cycle d'alimentation de 24 heures. Ce progrès rapide dans le domaine du froid et surtout dans la réfrigération domestique a créé un environnement concurrentiel entre les pôles industriels.

Actuellement, la majorité des réfrigérateurs domestiques fonctionne avec un cycle classique à compression de vapeur, par l'utilisation des réfrigérants HCFC, HFC et des HC.

Le dimensionnement du cycle frigorifique est très important pour garantir le bon fonctionnement du réfrigérateur dans certaines conditions d'utilisation et suivant des normes de qualité bien spécifiées.

L'objectif principal de ce projet est l'établissement **d'une interface de dimensionnement** des différents composants d'un cycle de réfrigération domestique à convection naturelle par l'utilisation de l'outil **GUI** du logiciel **MATLAB**.

Par la suite, une validation numérique a été effectuée en utilisant un modèle CFD (**SOLIDWORKS FLOW SIMULATION**), qui est basé sur la résolution des équations de Navier-Stokes, utilisant un modèle de turbulence k- ϵ modifié.

Le présent manuscrit du mémoire est structuré en trois chapitres.

- ✓ Le premier chapitre représente l'état de l'art du domaine de réfrigération, et le développement technique dans ce domaine.
- ✓ Le deuxième chapitre est consacré à la modélisation théorique et le dimensionnement des différents composants du circuit frigorifique (évaporateur, condenseur, capillaire-suction line, compresseur), et l'établissement de l'interface graphique par GUI Matlab (Graphical User Interface). Ce chapitre se termine par un exemple de dimensionnement pour deux plateformes à convection naturelle dans un régime établi.
- ✓ Enfin, le troisième chapitre est consacré à la validation numérique en utilisant le logiciel Solidworks Flow Simulation.

CHAPITRE I

GÉNÉRALITÉS

I.1 Historique du développement de la technologie réfrigération

En 1851, un imprimeur écossais nommé James Harrison découvrit que l'éther refroidissait le métal des caractères en s'évaporant. Il eut alors l'idée de compresser l'éther à l'état gazeux à l'aide d'une pompe afin de le rendre liquide puis de le laisser redevenir gazeux en provoquant un refroidissement. Mais cette méthode mit James Harrison en faillite en 1860 car la glace importée d'Amérique par bateau était bien moins coûteuse.

Dans l'industrie frigorifique le froid est presque toujours produit par la vaporisation d'un liquide dont les vapeurs sont ensuite condensées à la température ambiante sous pression. L'éther éthylique utilisé à l'époque représenté un véritable danger. Les pionniers de la réfrigération se sont alors tournés vers l'utilisation d'un mélange liquide binaire. La solution est de chauffer un mélange pour en libérer son composant le plus volatil. Les vapeurs produites sont ensuite absorbées par le liquide appauvri et refroidie. C'est ce procédé que le retrouve dans la première machine à glace fabriquée par Ferdinand Carré qui utilisait un mélange binaire d'eau et d'ammoniaque. [2]

I.2 Cycles frigorifiques

Cela consiste en un cycle de réfrigération, où la chaleur est retirée d'un espace ou d'une source à basse température et rejetée dans un évier à haute température à l'aide de travaux externes, et son inverse, le cycle de puissance thermodynamique. Dans le cycle de puissance, la chaleur est fournie par une source à haute température au moteur, une partie de la chaleur étant utilisée pour produire du travail et le reste étant rejeté dans un évier à basse température. Cela satisfait la deuxième loi de la thermodynamique.

Un cycle de réfrigération décrit les changements qui se produisent dans le réfrigérant car il absorbe et rejette alternativement la chaleur pendant qu'il circule dans un réfrigérateur. Il est également appliqué aux travaux de chauffage, de ventilation et de climatisation HVAC, lors de la description du « processus » d'écoulement de réfrigérant à travers une unité HVAC, qu'il s'agisse d'un système monobloc ou fractionné.

La chaleur passe naturellement du chaud au froid. Le travail est appliqué pour refroidir un espace de vie ou un volume de stockage en pompant la chaleur d'une source de chaleur à basse température dans un dissipateur de chaleur à température plus élevée. L'isolation est utilisée pour réduire le travail et l'énergie nécessaires pour atteindre et maintenir une température plus basse dans l'espace refroidi. Le principe de fonctionnement du cycle de réfrigération a été décrit mathématiquement par Sadi Carnot en 1824 comme un moteur thermique.

I.2.1 Cycle idéal

Un cycle réversible idéal basé sur deux températures du système, peut être tracé sur la base de la relation température-entropie (voir Figure 1.1).

Dans ce cycle, une masse unitaire de fluide est soumise à quatre processus après dont il revient à son état d'origine. Les processus de compression et d'expansion, représentés par des lignes verticales, ont lieu à entropie constante. Un processus d'entropie constante (isentropique) est un processus réversible ou idéal. Le critère de perfection est qu'aucune entropie n'est générée au cours du processus, c'est-à-dire que la quantité « s » reste constante. L'addition et le rejet de chaleur ont lieu à température constante et ces processus sont représentés par des lignes horizontales.

Le travail est transféré dans le système pendant la compression et hors du système pendant l'expansion. La chaleur est transférée à travers les limites du système à des températures constantes pendant l'évaporation et la condensation. Dans ce cycle, les quantités nettes de travail et de chaleur sont dans des proportions qui fournissent la quantité maximale de refroidissement pour la quantité minimale de travail. Le rapport est le coefficient de performance de Carnot (COP).

Ce cycle est parfois appelé cycle de Carnot inversé.

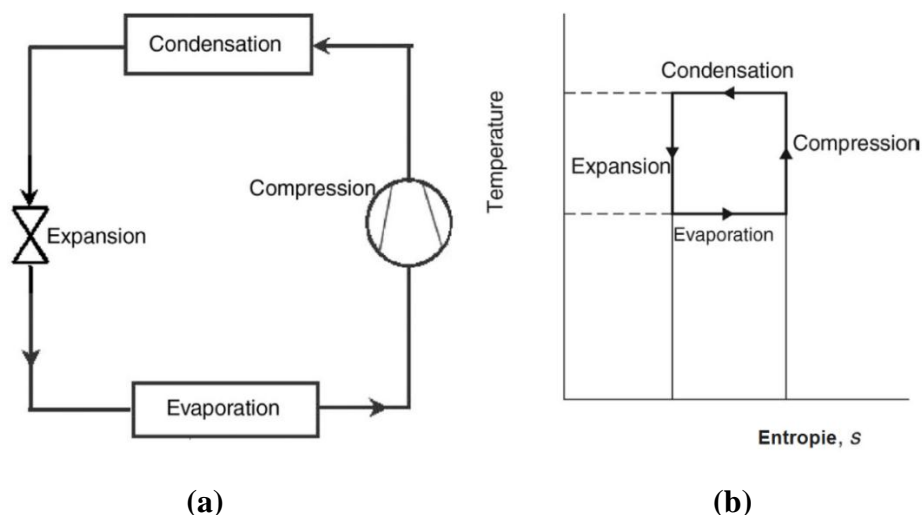


Figure 1.1: cycle idéal de Carnot inversé : (a) le circuit et (b) diagramme température-entropie. [3]

I.2.2 Cycle cascade

Les systèmes cascade utilisent le même réfrigérant ou de réfrigérants différents dans un circuit. En utilisant des compresseurs séparés pour chaque cycle, le but de ce cycle est l'obtention des températures très basses, et réduire le travail de la compression.

I.2.3 Cycle de sorption

I.2.3.1 Cycle d'absorption

Le cycle d'absorption est similaire au cycle de compression, à l'exception de la méthode d'augmentation de la pression de la vapeur de réfrigérant. Dans le système d'absorption, le compresseur est remplacé par un absorbeur qui dissout le réfrigérant dans un liquide approprié, une pompe à liquide qui augmente la pression et un générateur qui, lors de l'addition de chaleur, chasse la vapeur de réfrigérant du liquide à haute pression. Certains travaux sont nécessaires à la pompe à liquide mais, pour une quantité donnée de réfrigérant, ils sont beaucoup plus petits que ceux requis par le compresseur dans le cycle de compression de vapeur. Dans un réfrigérateur à absorption, une combinaison appropriée de réfrigérant et d'absorbant est utilisée. Les combinaisons les plus courantes sont l'ammoniac (réfrigérant) avec de l'eau (absorbant) et l'eau (réfrigérant) avec du bromure de lithium (absorbant). Le principe du cycle d'absorption est donné à la figure 1.2.

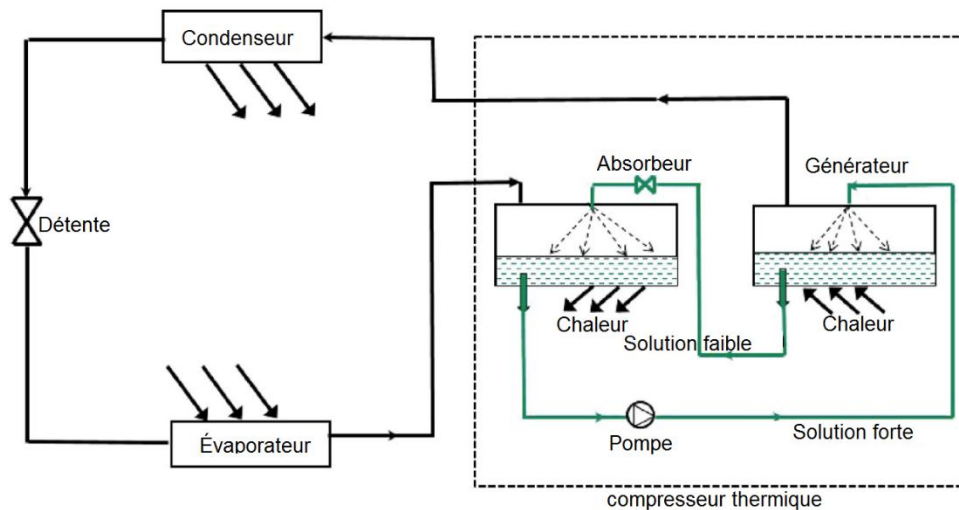


Figure 1. 2: Cycle d'absorption – circuit de base. [3]

I.2.3.2 Cycle d'adsorption

Dans la réfrigération par adsorption, le réfrigérant (adsorbat) peut-être de l'ammoniac, de l'eau, du méthanol, etc., tandis que l'adsorbant est un solide, comme le gel de silicone, le charbon actif ou la zéolite, contrairement au cycle d'absorption où l'absorbant est liquide. Le principe du cycle d'absorption est donné à la figure 1.3.

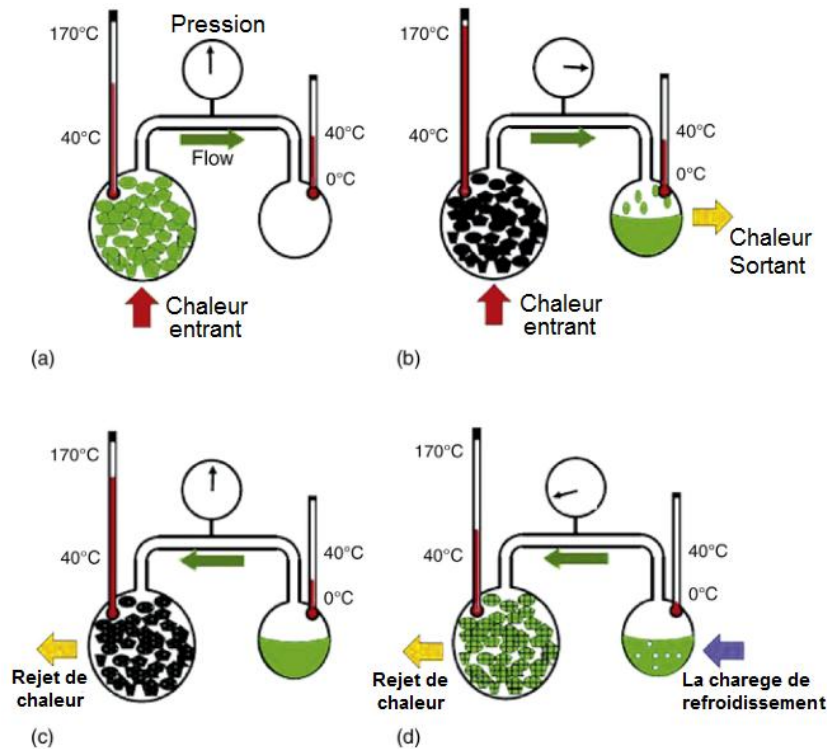


Figure 1. 3: Cycle d'adsorption - processus idéalisé (a) augmentation de la pression, (b) réfrigérant désorbé et déplacé vers le condenseur, (c) pression abaissée, (d) réfrigérant bouilli dans l'évaporateur et adsorbé. [3]

I.2.4 Refroidissement thermoélectrique

Le passage d'un courant électrique à travers des jonctions de métaux différents provoque une baisse de température à une jonction et une élévation à l'autre, l'effet Peltier. Des améliorations de cette méthode de refroidissement ont été rendues possibles ces dernières années par la production de semi-conducteurs appropriés. Les applications sont de taille limitée, en raison des courants électriques élevés requis, et les utilisations pratiques sont de petits systèmes de refroidissement pour une utilisation militaire, aérospatiale et en laboratoire.

I.2.5 Réfrigération magnétique

La réfrigération magnétique dépend de ce que l'on appelle l'effet magnéto-calorique, qui est le changement de température observé lorsque certains matériaux magnétiques sont exposés à un changement de champ magnétique. La réfrigération magnétique est un sujet de recherche et a toujours été utilisée à des températures ultra-basses. Ce n'est que récemment qu'il a été considéré comme un moyen possible de refroidissement à des températures proches de la pièce. Wilson et al. Présente un aperçu de la réfrigération magnétique. (2007).

I.3 Cycle à compression de vapeur simple

Le cycle de compression de vapeur est utilisé pour la réfrigération de préférence aux cycles de gaz. L'utilisation de la chaleur latente permet d'extraire une quantité de chaleur bien plus importante pour un débit massique de réfrigérant donné. Cela rend l'équipement aussi compact que possible.

Un liquide bout et se condense, le changement entre les États liquide et gazeux, à une température qui dépend de sa pression, dans les limites de son point de congélation et de sa température critique (voir Figure 1.4). En ébullition, elle doit obtenir la chaleur latente d'évaporation et en se condensant, la chaleur latente est abandonnée.

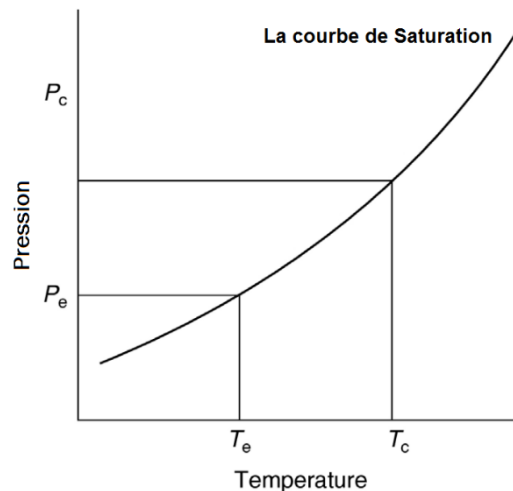


Figure 1. 4: Evaporation et condensation d'un fluide. [3]

La chaleur est mise dans le fluide à une température et une pression plus basse, fournissant la chaleur latente pour la faire vaporiser. La vapeur est ensuite comprimée mécaniquement à une pression plus élevée et à une température de saturation correspondant à laquelle sa chaleur latente peut être rejetée de sorte qu'elle redevient liquide. Le cycle est illustré à la figure 1.5. L'effet de refroidissement est la chaleur transférée au fluide de travail dans le processus d'évaporation, c'est-à-dire le changement d'enthalpie entre le fluide entrant et la vapeur sortant de l'évaporateur.

Le cycle de compression de vapeur simple est superposé au diagramme P – h de la figure 1.6. Le processus d'évaporation ou de vaporisation du réfrigérant est un processus à pression constante et donc il est représenté par une ligne horizontale.

Dans le processus de compression, l'énergie utilisée pour comprimer la vapeur se transforme en chaleur et augmente sa température et son enthalpie, de sorte qu'à la fin de la compression, l'état de vapeur se trouve dans la partie surchauffée du diagramme et en dehors de la courbe de saturation. Un processus dans lequel la chaleur de compression augmente l'enthalpie du gaz est

appelé compression adiabatique. Avant que la condensation ne puisse commencer, la vapeur doit être refroidie. La température de compression finale est presque toujours supérieure à la température de condensation comme indiqué, et ainsi une partie de la chaleur est rejetée à une température supérieure à la température de condensation.

Cela représente un écart par rapport au cycle idéal. Le processus de condensation réelle est représenté par la partie de la ligne horizontale à l'intérieur de la courbe de saturation.

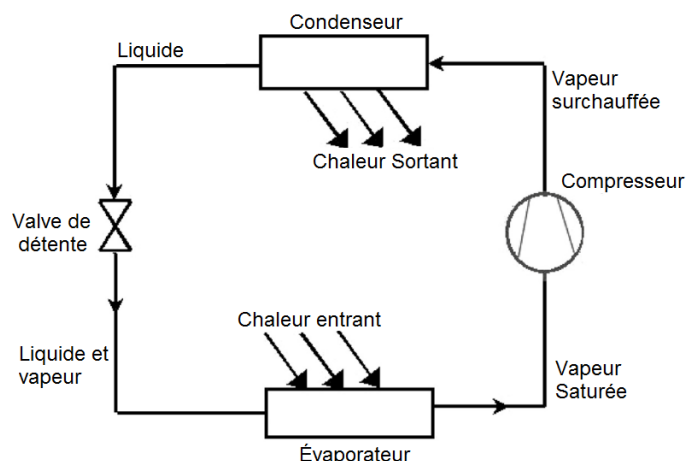


Figure 1. 5: Cycle à compression de vapeur simple. [3]

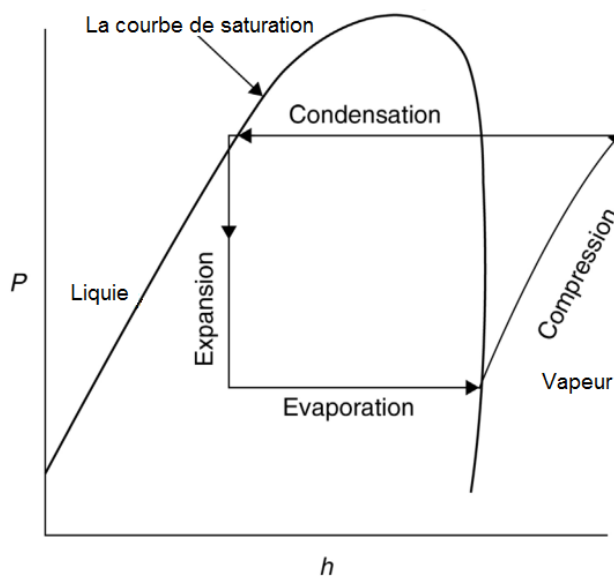


Figure 1. 6: Pression-enthalpie, diagramme P-h, montre cycle de compression de vapeur. [3]

Lorsque le cycle de compression de vapeur simple est indiqué sur le diagramme entre l'entropie et la figure (Figure 1.7), les écarts par rapport au cycle de Carnot inversé peuvent être identifiés par des zones ombrées. Le processus de compression adiabatique se poursuit au-delà du point où la température de condensation est atteinte.

Le triangle ombré représente le travail supplémentaire qui pourrait être évité si le processus de compression passait à isotherme (c'est-à-dire à température constante) à ce stade, alors qu'il continue jusqu'à ce que la pression de condensation soit atteinte.

L'expansion est un processus d'enthalpie constant, représenté par une ligne verticale sur le diagramme P – h. Aucune chaleur n'est absorbée ou rejetée lors de cette expansion, le liquide passe juste à travers une valve. Étant donné que la réduction de pression au niveau de cette vanne doit entraîner une baisse de température correspondante, une partie du fluide se transforme en vapeur pour éliminer l'énergie nécessaire à ce refroidissement. Par conséquent, le volume du fluide de travail augmente au niveau de la soupape de cette quantité de gaz flash et donne son nom à la soupape de détente. Aucune tentative n'est faite pour récupérer l'énergie du processus d'expansion, par exemple en utilisant une turbine.

Il s'agit d'un deuxième écart par rapport au cycle idéal. Le travail qui pourrait être récupéré est représenté par le rectangle ombré sur la figure 1.7.

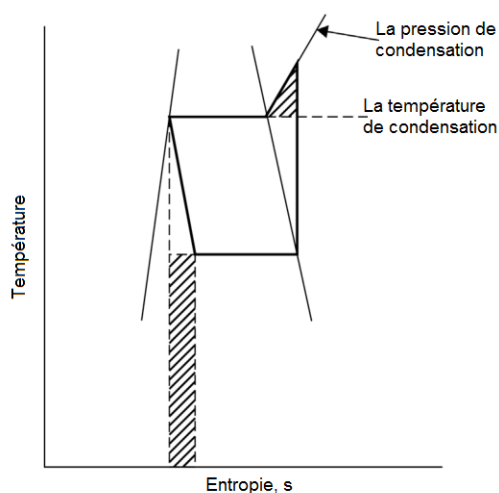


Figure 1. 7: Diagramme température–entropie pour un cycle de compression de vapeur. [3]

I.4 Le rôle des températures dans le contrôle du développement microbien

Dans l'industrie alimentaire, l'utilisation de la climatisation est essentielle. Une distinction est faite entre le stockage, les processus de stockage à froid (ou températures positives: températures supérieures au point de congélation proches de 0 ° C) et les processus de congélation (ou négatifs). Le froid agit en inhibant la croissance des micro-organismes, voire en arrêtant la croissance à des températures inférieures à -18 ° C. En revanche, même à des températures négatives, le refroidissement n'est jamais un moyen de le détruire. La figure 1.8 illustre la température approximative à laquelle la croissance du pathogène stagne.

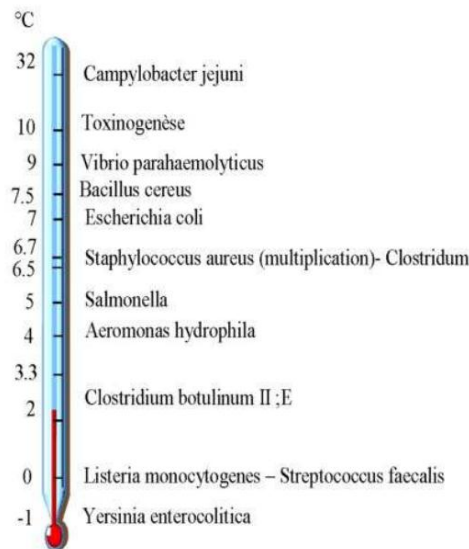


Figure 1. 8: Température approximative d'arrêt de croissance de germes pathogènes. [4]

Toute augmentation de la température du produit favorise plus ou moins fortement la croissance des micro-organismes. On peut dire qu'une augmentation de 5 ° C (pendant plusieurs dizaines de minutes) augmentera le taux de croissance de certaines bactéries d'environ deux fois. Par exemple, signalons que stocké à + 10 ° C, la teneur en *Listeria monocytogenes* peut passer de quelques unités par gramme à plus de 1000 en moins de 8 jours.

Il est à noter que l'effet froid a également un effet sur l'enzyme: ralentissement mais pas arrêt complet de son activité.

Prenant en compte l'hétérogénéité des températures à l'intérieur des réfrigérateurs domestiques, il est important de comprendre l'emplacement des zones chaudes et froides afin de placer correctement les aliments.

Pour un réfrigérateur dont la zone froide est au-dessus du tiroir à légumes (c'est le cas pour la plupart des réfrigérateurs), il est recommandé de placer les aliments comme indiqué dans la figure 1.9.

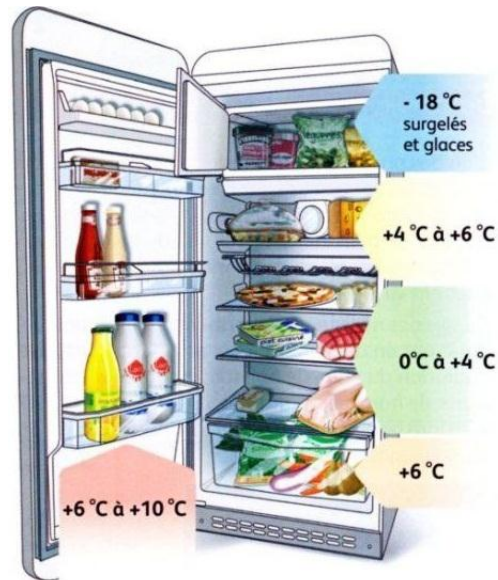


Figure 1. 9: Recommandation pour le placement des aliments dans les réfrigérateurs ménagers. [16]

Entre 0 °C et 4 °C la zone froide : viandes crues, volailles et poissons, laitages entamés, fromages frais...

Entre 4 °C et 6 °C la zone fraîche : fruits et légumes cuits, pâtisseries, laitages non entamés (fromages durs ou demi-ferme, yaourts, crème fraîche) ...

Entre 6 °C et 10 °C la zone tempérée (porte + bac à légumes) : œufs, beurre, boissons (eau, jus), fruits et légumes frais, fromages en cours d'affinage...

I.5 Différents types de réfrigérateurs ménagers

On trouve trois types de froid dans les réfrigérateurs domestiques ; froid statique, froid brassé et froid ventilé.

a. Froid statique

Ce système traditionnel émet la climatisation librement et naturellement (Figure 1.10-a). L'air plus frais et plus lourd tombe, tandis que l'air plus chaud et plus léger monte. Par conséquent, des zones avec des températures différentes sont créées. Afin de bien conserver les aliments, selon la nature des aliments, il est très important de conserver les aliments dans différentes zones de température du réfrigérateur.

b. Froid brassé

Il s'agit de frigidaires à froid statique équipés de ventilateurs (Figure 1.10-b). Les ventilateurs font circuler l'air et permettent une baisse de température plus rapide après ouverture du port. La température de l'air est plus uniforme qu'un réfrigérateur statique à l'état d'équilibre. Cependant, cela crée des coûts énergétiques supplémentaires. Non seulement vous devez fournir de l'énergie mécanique au ventilateur, mais vous devez également évacuer la chaleur supplémentaire associée à la dissipation thermique du ventilateur.

c. Froid ventilé (à air forcé)

Cette technique est utilisée dans les réfrigérateurs type «No Frost» ou «américains» et produit une température très uniforme (figure 1.10-c). La turbine pousse l'air qui est proche de l'évaporateur dans le réfrigérateur. La stratification de température est négligeable même après l'ouverture de la porte. Les inconvénients du froid ventilé est plus bruyant, coûteux, et l'air sèche légèrement les aliments non emballés et consomme plus d'énergie.

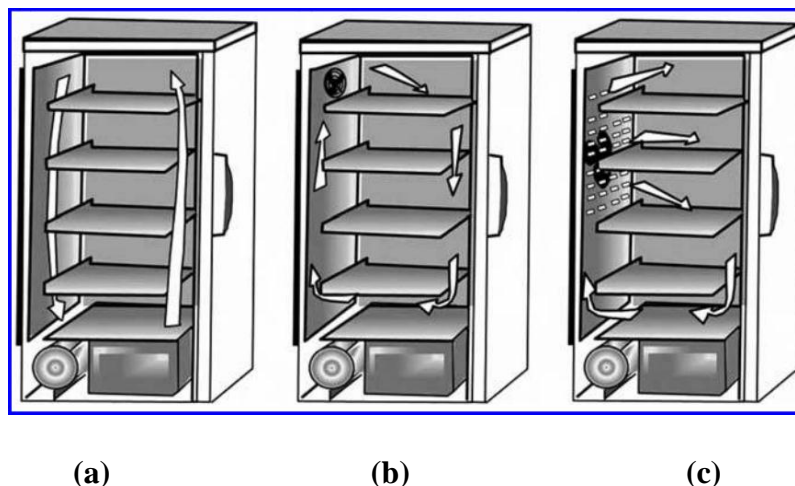


Figure 1.10: Les trois types de froid : (a) froid statique, (b) froid brassé, (c) froid ventilé. [17]

I.6 Transferts thermiques dans les réfrigérateurs ménagers

I.6.1 Echanges thermiques dans les réfrigérateurs

Si le réfrigérateur est vide, un circuit d'air sera installé: l'air froid près de l'évaporateur chute et l'air chaud en contact avec la porte et les autres murs monte (Figure 1.11). L'échange de chaleur est principalement dû à la convection naturelle entre les parois intérieures du réfrigérateur et l'air, et rayonnement entre la paroi de l'évaporateur et d'autres parois intérieures et la conduction dans les parois.

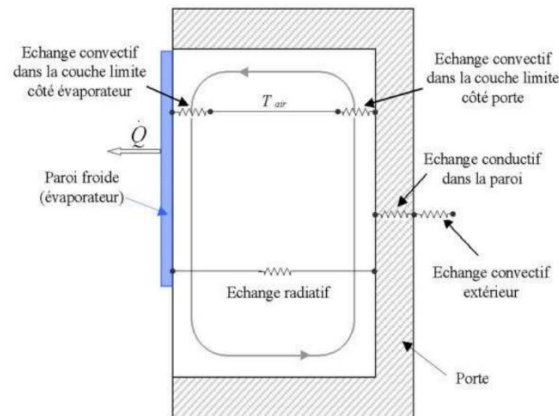


Figure 1. 11: Schéma des échanges convectifs et radiatifs dans un réfrigérateur ménager vide.

[4]

I.6.2 Exemples d'évolution de température dans les réfrigérateurs ménagers

Le fonctionnement du réfrigérateur est périodique. En fait, le réglage de la température est effectué par la commande «marche ou arrêt» du compresseur, ce qui entraînera un changement de la température de la paroi de l'évaporateur, par conséquent un changement de la température de l'air. La figure 1.12 montre un exemple de changement de température de la paroi de l'évaporateur dans un réfrigérateur domestique avec un thermostat réglé à 6°C . Cette figure montre que la température varie de -12°C à $+7^{\circ}\text{C}$ et que la température moyenne est estimée $-1,2$.

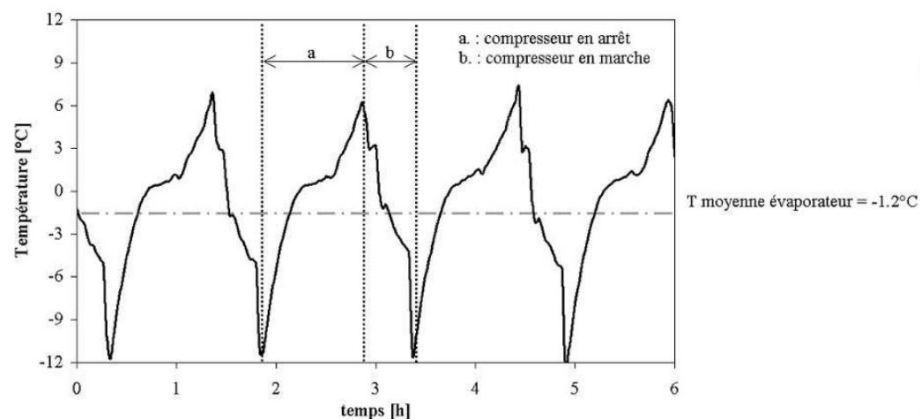


Figure 1. 12: Exemple de variation de température sur la paroi de l'évaporateur d'un réfrigérateur ménager, le thermostat étant réglé sur 6°C . [18]

Bien que la température de l'air dans le réfrigérateur change, due au cycle de commutation du compresseur (figure 1.12), la fluctuation de température du produit est faible, car les aliments principalement composés d'eau ont une inertie thermique relativement élevée. En effet, dans l'exemple de surveillance du refroidissement d'un petit morceau de verre, nous avons observé que le changement de la température de l'air dans le réfrigérateur n'est pas perçue sur les deux niveaux (la surface et le cœur du produit) (Figure 1.13).

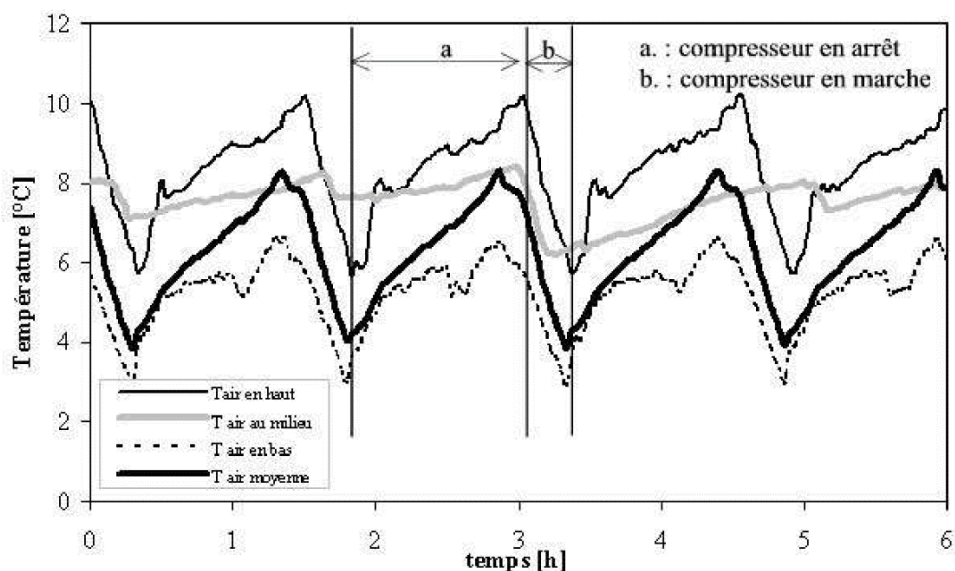


Figure 1. 13: Exemple de variation de température de l'air à différentes positions dans un réfrigérateur ménager, le thermostat étant réglé sur 6°C. [18]

I.6.3 Corrélations empiriques

Généralement Les corrélations empiriques de la convection naturelle externe sont de la forme suivante :

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = Cte \times Ra^n \quad (2.3)$$

Le nombre de Nusselt étant basé sur la longueur caractéristique L de l'objet. Typiquement, $n=1/3$ pour un écoulement turbulent et $n = 1/4$ pour un écoulement laminaire.

Pour une plaque verticale isotherme, Churchill et Chu (1975) ont proposé deux corrélations. La première corrélation est valable pour tout nombre de Ra (Eq. 2.4). La deuxième corrélation n'est valable qu'en écoulement laminaire ($Ra \leq 10^9$; Eq. 2.5). [6]

$$\overline{Nu}_L = \left[0.825 + \frac{(0.387 Ra^{1/6})}{(1 + (0.492/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right]^2 \quad (2.4)$$

$$\overline{Nu}_L = 0.68 + \frac{0.67 Ra^{1/4}}{(1 + (0.492/Pr)^{9/16})^{4/9}} \quad (2.5)$$

I.6.4 Convection interne dans une cavité rectangulaire fermée

La circulation de l'air dans une cavité est généralement causée par la différence entre les températures des parois. Catton (1978), Yang (1988) et Ostrach (1988) ont réalisé une synthèse sur ce sujet où les résultats expérimentaux et de modélisations ont été présentés. D'après ces auteurs, deux types d'écoulement sont générés par les forces de flottabilité.

Le premier type d'écoulement est appelé 'convection conventionnelle' qui se produit lorsque le gradient de densité est perpendiculaire au champ de pesanteur.

Le deuxième type d'écoulement est appelé 'convection instable' ; il se produit lorsque le gradient de densité est parallèle mais opposé au vecteur de gravité.

Le rapport de forme de la cavité (H/L) a une influence importante sur le régime de l'écoulement (Incropera et Dewitt (1996) ; Rohsenow et al. (1992)). Ainsi, des études expérimentales ont été menées par Eckert et Carlson (1961) afin d'étudier le transfert de chaleur en convection naturelle au niveau des parois verticales isothermes d'une cavité rectangulaire fermée remplie d'air pour différents rapports de forme (H/L=2.5, 10 et 20). Des autres études sont faites le tableau suivant présente les différentes corrélations proposées. [7]

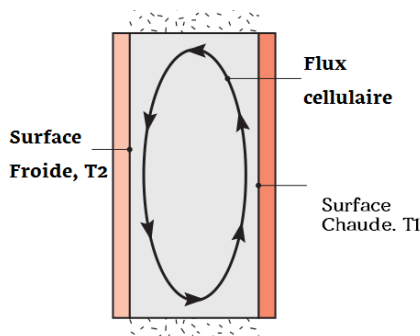


Figure 1. 14: Ecoulement dans une cavité fermée. [5]

Corrélation	Domaine de validité	Auteurs
$\overline{Nu}_L = 0.18 \left(\frac{Pr}{0.2 + Pr} Ra_L \right)^{0.29}$	$1 < H/L < 2$ $10^{-3} < Pr < 10^5$ $10^3 < \frac{Ra_L Pr}{0.2 + Pr}$	Catton (1978)
$\overline{Nu}_L = 0.22 \left(\frac{Pr}{0.2 + Pr} Ra_L \right)^{0.28} \left(\frac{H}{L} \right)^{-1/4}$	$2 < H/L < 10$ $Pr < 10^5$ $10^3 < Ra_L < 10^{10}$	Catton (1978)

$\overline{Nu}_L = 0.42Ra_L^{1/4} Pr^{0.012} \left(\frac{H}{L}\right)^{-0.3}$	$10 < H/L < 40$ $1 < Pr < 2 \times 10^4$ $10^4 < Ra_L < 10$	MacGregor et Emery (1959)
$\overline{Nu}_L = 0.046Ra_L^{1/3}$	$1 < H/L < 40$ $1 < Pr < 20$ $10^6 < Ra_L < 10^9$	MacGregor et Emery (1959)
$\overline{Nu}_L = 0.56Gr^{0.195}$	$H/L=1$ $Pr = 0.72$ $5 \times 10^4 < Gr < 2 \times 10^6$	Ramesh et Venkateshan (2001)

Tableau 1.1 : Corrélation empirique des transferts de chaleur par convection dans une cavité rectangulaire vide. [7]

I.6.5 Rayonnement dans une cavité

Dans ce paragraphe, nous discutons le cas simple de rayonnement entre deux surfaces qui composent une cavité. Dans le cas où le fluide entre ces surfaces est l'air, (l'air peut être considéré comme un milieu transparent). L'échange de rayonnement entre les surfaces s'ajoute à l'échange par convection et conduction.

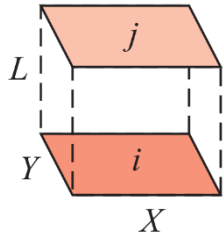
Le bilan des flux radiatifs entre les deux surfaces s'écrit : [4]

$$\phi_{rad_{12}} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1 - \epsilon_{r1}}{\epsilon_{r1}A_1} + \frac{1}{A_1F_{12}} + \frac{1 - \epsilon_{r2}}{\epsilon_{r2}A_2}} \quad (2.6)$$

Où F_{12} : facteur de forme sans dimension ne dépendant que de la géométrie

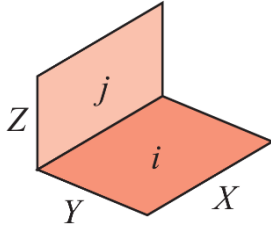
σ : la constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5.67040 \times 10^{-8} W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$. [6]

Pour le calcul du facteur de forme on utilise les corrélations des de l'échange radiatif entres les surface parallèles et perpendiculaires suivants : [5]



$$\bar{X} = X/L, \bar{Y} = Y/L$$

$$F_{ij} = \frac{2}{\pi \bar{X} \bar{Y}} \left[\ln \left[\frac{(1 + \bar{X}^2)(1 + \bar{Y}^2)}{1 + \bar{X}^2 + \bar{Y}^2} \right]^{\frac{1}{2}} + \bar{X}(1 + \bar{Y}^2)^{\frac{1}{2}} \tan^{-1} \frac{\bar{X}}{(1 + \bar{Y}^2)^{\frac{1}{2}}} \right. \\ \left. + \bar{Y}(1 + \bar{X}^2)^{\frac{1}{2}} \tan^{-1} \frac{\bar{Y}}{(1 + \bar{X}^2)^{\frac{1}{2}}} - \bar{X} \tan^{-1} \bar{X} - \bar{Y} \tan^{-1} \bar{Y} \right] \quad (2.7)$$



$$H = Z/X, W = Y/X$$

$$F_{ij} = \frac{1}{\pi W} \left(W \tan^{-1} \frac{1}{W} + H \tan^{-1} \frac{1}{H} - (H^2 + W^2)^{\frac{1}{2}} \tan^{-1} \frac{1}{(H^2 + W^2)^{\frac{1}{2}}} \right. \\ \left. + \frac{1}{4} \ln \left[\frac{(1 + W^2)(1 + H^2)}{1 + W^2 + H^2} \left[\frac{W^2(1 + W^2 + H^2)}{(1 + W^2)(W^2 + H^2)} \right]^{W^2} \times \left[\frac{H^2(1 + H^2 + W^2)}{(1 + H^2)(H^2 + W^2)} \right]^{H^2} \right] \right) \quad (2.8)$$

I.7 Les Echangeurs de chaleurs dans les réfrigérateurs domestiques

Différents types d'échangeurs de chaleur sont utilisés dans différents types d'applications de réfrigération. Les échangeurs de chaleur dans les réfrigérateurs domestiques peuvent être classés de différentes manières selon la construction de l'évaporateur, la méthode d'alimentation du réfrigérant, le sens de circulation de l'air autour de l'évaporateur, etc. Dans ce travail, une classification basée sur leur construction a été choisie.

I.7.1 Echangeur de chaleur a tube nu

Les échangeurs de chaleur à tube nu sont constitués de tubes en cuivre ou de tuyaux en acier. Le tube en cuivre est utilisé pour les petits échangeurs de chaleur où le réfrigérant autre que l'ammoniac est utilisé, tandis que les tuyaux en acier sont utilisés avec les grands échangeurs de chaleur où l'ammoniac est utilisé comme réfrigérant. L'échangeur de chaleur à tube nu comprend plusieurs tours de tube, bien que le plus souvent le zigzag plat et le trombone ovale soient les formes les plus courantes. Les échangeurs de chaleur à tube nu sont généralement utilisés pour les condenseurs (les réfrigérateurs statiques anciens). Les échangeurs de chaleur à tube nu sont utilisés dans très peu d'applications.

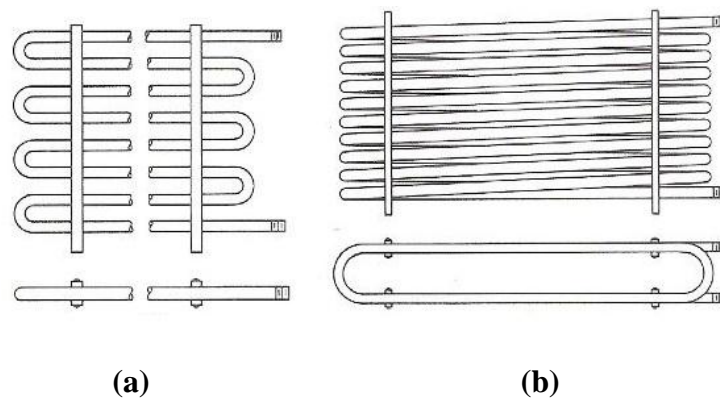


Figure 1.15: échangeur de chaleur à tube nu – (a) serpentin plat. (b) le trombone ovale. [8]

I.7.2 Echangeur de chaleur à plaque

Dans le type de plaque, le serpentin généralement constitué de cuivre ou d'aluminium est noyée dans la plaque de manière à former une surface plate. Extérieurement, le type d'évaporateur à plaques ressemble à une seule plaque, mais à l'intérieur, il y a plusieurs tours de tube métallique à travers lesquels le réfrigérant s'écoule. L'avantage des évaporateurs à plaques est qu'ils sont plus rigides car la plaque externe offre beaucoup de sécurité. La plaque externe contribue également à augmenter le transfert de chaleur du tube métallique à la

substance à refroidir. De plus, les évaporateurs à plaques sont faciles à nettoyer et peuvent être fabriqués à moindre coût.

Les échangeurs de chaleur à plaques peuvent être facilement formés en différentes formes selon l'exigence. Ainsi, dans les réfrigérateurs domestiques et les congélateurs, où ils sont le plus souvent utilisés, ils peuvent être transformés en forme de boîte pour former l'enceinte fermée, où divers aliments peuvent être conservés à l'état congelé. Les plaques peuvent également être soudées ensemble pour former le banc des évaporateurs de type plaque qui peuvent être utilisés avec des évaporateurs de plus grande capacité.

Un autre type d'échangeurs de chaleur à plaques est l'échangeur de chaleur à peau (skin heat exchanger), qui se compose d'un tube courbé, dans lequel a lieu l'évaporation du réfrigérant, d'une plaque en aluminium, qui sert de support structurel et pour augmenter la zone de transfert de chaleur, et d'un aluminium feuille, qui maintient le tube en place.



(a)



(b)

Figure 1. 16: Evaporateurs à plaque – (a) évaporateur à plaque formé une enceinte fermée.
(b) évaporateur a peau (skin evaporator). [9]

I.7.3 Echangeur de chaleur à ailettes

L'échangeur de chaleur à ailettes est un tube nu recouvert d'ailettes. Lorsque le fluide (l'air) à refroidir s'écoule sur l'évaporateur à tube nu, beaucoup d'effet de refroidissement du réfrigérant est gaspillé car il y a moins de surface pour le transfert de chaleur du fluide au réfrigérant. Le fluide a tendance à se déplacer entre les espaces ouverts du tube et n'entre pas en contact avec la surface du serpentín, ainsi les échangeurs de chaleur à tube nu sont moins efficaces. Les ailettes sur la surface externe des tubes augmentent le taux de transfert de chaleur.

Les évaporateurs à ailettes sont couramment utilisés dans les réfrigérateurs No Frost, Ils sont situés dans le congélateur. [8]



Figure 1. 17: Evaporateur à ailettes d'un réfrigérateur No Frost. [22]

CHAPITRE II

CALCUL ET DIMENSIONNEMENT D'UN REFRIGERATEUR

A COMPRESSION DE VAPEUR

II.1 Introduction

Dans ce chapitre nous détaillons le dimensionnement des échangeurs de chaleur (l'évaporateur et le condenseur) constituant le cycle de réfrigération, ainsi que la longueur nécessaire du capillaire de détente, et la sélection du compresseur qui convient.

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur revient à déterminer sa surface d'échange totale, dans notre cas, on cherche à déterminer la longueur des tubes en fonction des autres paramètres géométriques de conception (les diamètres, le pas, les épaisseurs ...).

L'emplacement de l'évaporateur et du condenseur varie selon le modèle. L'évaporateur est généralement placé dans la paroi verticale arrière au fond du compartiment, et le condenseur est placé dans les parois verticales des cotées ou bien à l'arrière du réfrigérateur et occupe en moyenne entre 40% et 80% de la surface de cette paroi.

Dans ce projet, on impose quelques hypothèses sur le modèle afin d'effectuer les calculs.

Hypothèses de la configuration

- ✓ Le dimensionnement est effectué en régime permanent.
- ✓ La configuration sur laquelle on travaille, un réfrigérateur avec deux compartiments principaux le congélateur et le réfrigérateur.
- ✓ les échangeurs de chaleur utilisés sont de type double peau, (double skin), un serpentin collé entre deux plaques minces. (Chapitre 1.7.2)
- ✓ L'évaporateur se compose de deux parties, la première est une forme d'enceinte située dans le congélateur, et la deuxième partie est une plaque montée en arrière de la cavité de réfrigérateur.
- ✓ Le condenseur est collé sur les côtés du réfrigérateur.

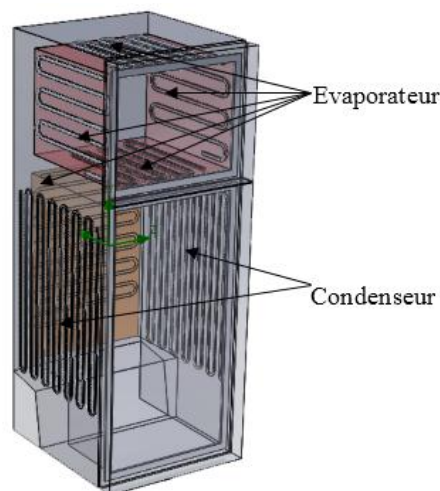


Figure 2. 1: Modèle CAO pour la configuration du réfrigérateur.

Le choix de cette configuration revient à plusieurs raisons, en 2018 Sonyabapu P. Shepal [23] fait une étude comparative d'un réfrigérateur domestique utilisant un condenseur à serpentín parallèle et un condenseur à serpentín hélicoïdal pour le but de comparer la consommation et l'effet de réfrigération. Il a trouvé que :

- le travail de compresseur et la consommation d'énergie électrique pour le condenseur à serpentín hélicoïdal sont plus grands que celles du condenseur à serpentín parallèle.
- Le taux de dégagement de chaleur est plus grand dans le condenseur parallèle.
- Le COP, et l'effet de réfrigération (en kJ/kg de réfrigérant) du réfrigérateur est très faible augmenté en utilisant un condenseur à serpentín hélicoïdal par rapport au condenseur à serpentín parallèle.

Le choix des emplacements des échangeurs de chaleur n'était pas aléatoire, mais nous avons évité de placer le condenseur au fond du réfrigérateur ou de le coller sur le compartiment supérieur (congélateur) afin qu'il n'y ait pas d'échange entre le condenseur et l'évaporateur car la différence de température est élevée.

Une autre étude a été réalisée par Esmail M. A. Mokheimer en 2015, [24] pour étudier numériquement l'effet de la position du congélateur sur l'efficacité de refroidissement des modèles de réfrigérateurs (congélateur en haut, congélateur en bas), et la conclusion suivante a été tirée :

- La charge thermique du modèle à congélateur en haut était supérieure à celle du modèle à congélateur en bas d'environ 5%.
- L'efficacité de refroidissement des deux modèles étés dans le même ordre environ 0.55.
- La configuration à congélateur en bas donne des températures plus bases.

La troisième justification du choix de configuration, selon le service marketing du Brandt, le modèle à congélateur en haut est plus demandé sur le marché.

II.2 Calcul de la charge thermique

Généralement, les dimensions extérieures des réfrigérateurs domestiques sont variées entre 40-80 cm en largeur, 40-70 cm en profondeur et 90-200 cm en hauteur. L'épaisseur moyenne des parois des réfrigérateurs est de l'ordre de 5 cm avec une conductivité thermique globale d'environ $0.027 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ (données constructeurs). Ces parois sont généralement un assemblage de trois types de matériaux : une fine couche de métal à l'extérieur du réfrigérateur, une couche de polyuréthane qui assure l'isolation thermique et enfin, une fine couche en ABS qui couvre la partie intérieure du réfrigérateur.

Le calcul de la charge thermique du réfrigérateur qui va être absorbé par l'évaporateur, peut être divisé en deux parties, la partie du congélateur qui a une température de -18 C° (imposée par les standards internationaux), et la partie réfrigérateur qui se compose de deux compartiments, le compartiment supérieur avec une température de 4 C° , et le compartiment inférieur avec une température de 9 C° (bac à légumes).

La modélisation se fait par un modèle de transfert de chaleur (figure 2.2) pour chaque face (mur) du réfrigérateur (les portes, les côtés, le toit, le sol, les joints de portes, les faces arrière, l'emplacement du compresseur) en fonction des dimensions du réfrigérateur et les épaisseurs des différentes couches des murs.

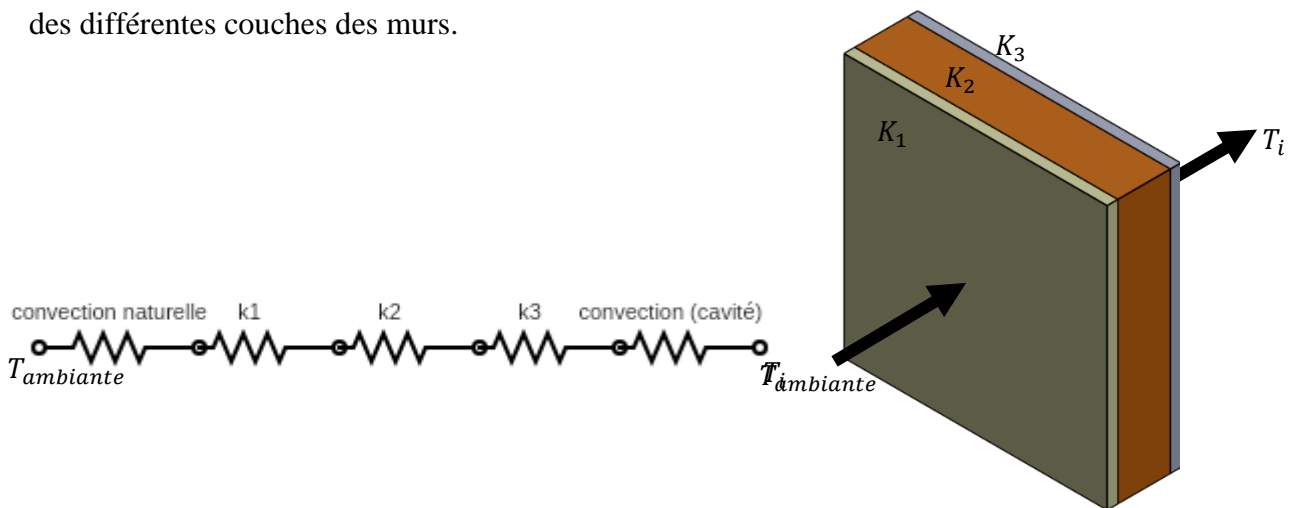


Figure 2. 2: le circuit thermique des parois du réfrigérateur.

La charge thermique Q qui passe de l'extérieur vers l'intérieur du réfrigérateur est calculée par la relation :

$$Q = UA \cdot (T_{\text{ambiante}} - T_i) \quad (2.1.1)$$

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_o \times A_i} + \frac{e_1}{K_1 \times A_i} + \frac{e_2}{K_2 \times A_i} + \frac{e_3}{K_1 \times A_i} + \frac{1}{h_i \times A_i}} \quad (2.1.2)$$

On utilise les dimensions de la figure 2.3 pour déterminer la surface A_i de chaque face, et on donne aussi les épaisseurs des différents composants comme des entrées de l'interface.

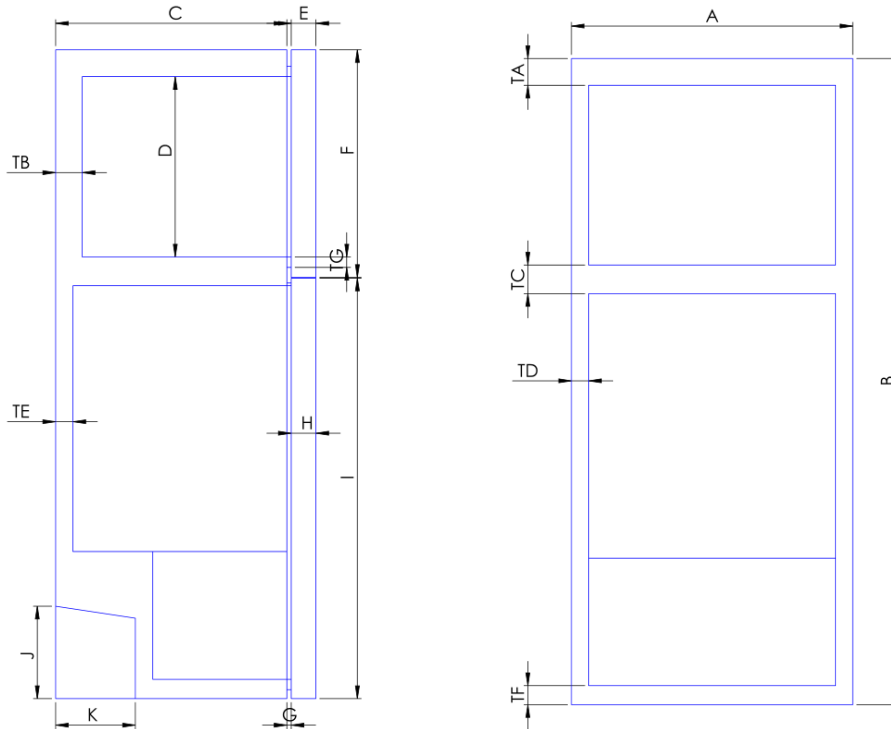


Figure 2. 3: Le plan des dimensions du réfrigérateur.

Pour le calcul des coefficients d'échange convectifs h_i et h_o , on utilise les corrélations de convection interne dans une cavité fermée (Chapitre 1.6.5) [7], et celles de convection naturelle externe (Chapitre 1.6.4) [6] respectivement. Toutes les propriétés des fluides sont obtenues par la base de données RefProp NIST. [10]

Le diagramme suivant montre les différentes charges thermiques calculées pour l'obtention de la charge thermique globale.

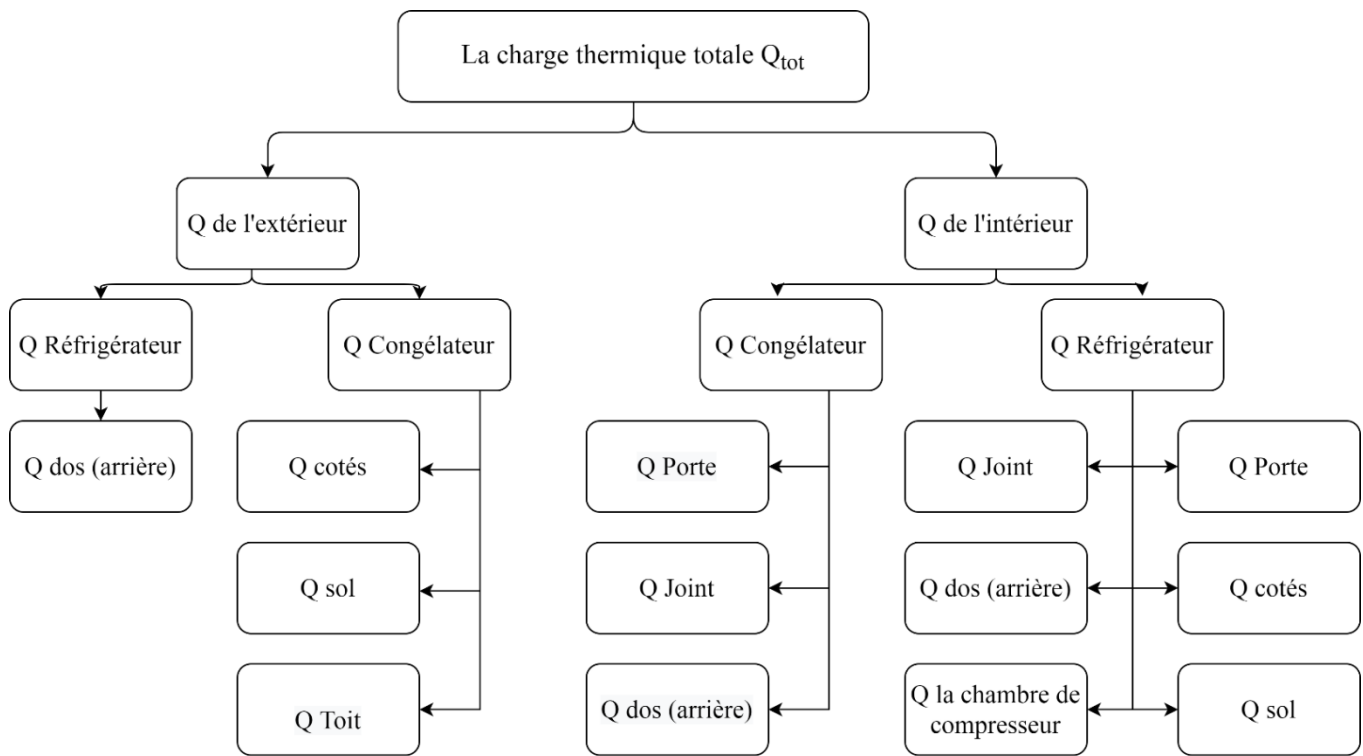


Figure 2. 4: diagramme montre les charges thermiques absorbées par l'évaporateur.

II.3 Dimensionnement de l'évaporateur

Le dimensionnement de l'évaporateur c'est le calcul de la surface d'échange nécessaire pour que le réfrigérant absorbe la charge thermique.

Le modèle de transfert de chaleur suivant est utilisé pour le dimensionnement :

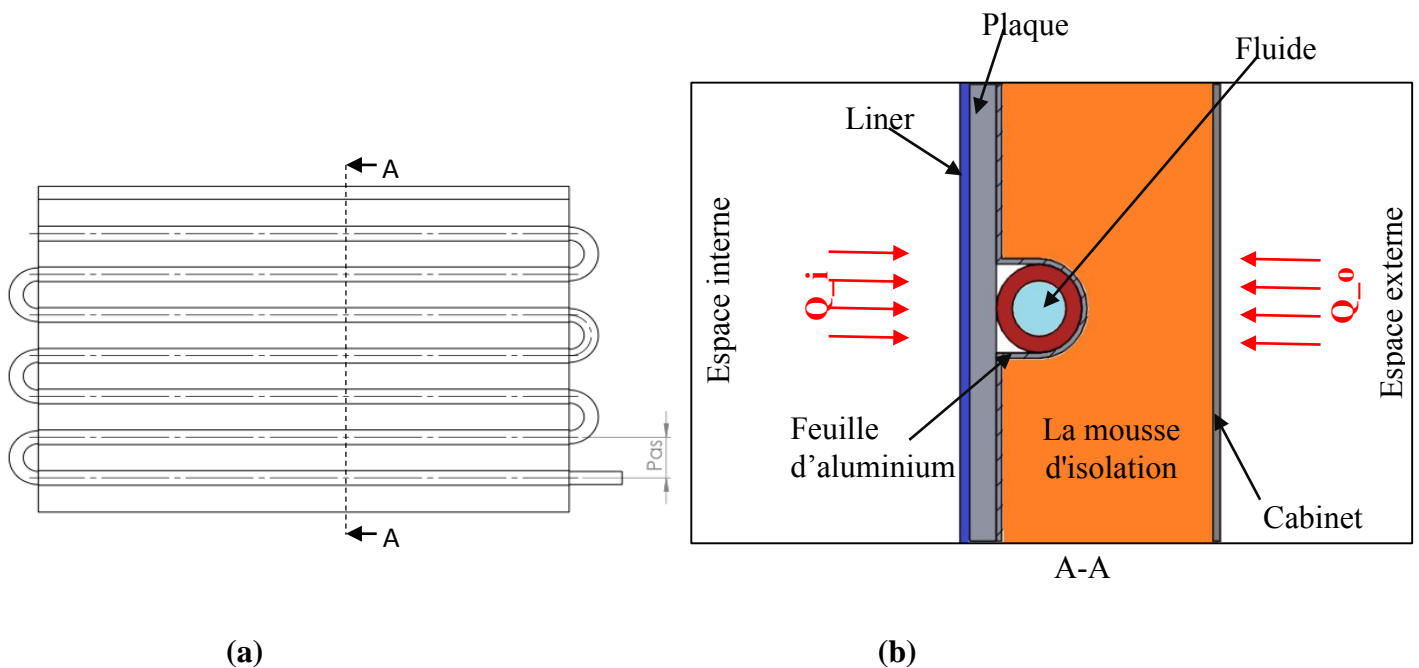


Figure 2. 5: (a) Plan 2D de l'évaporateur (b) une section dans l'évaporateur montre le modèle de transfert de chaleur utilisé.

La charge thermique totale absorbée par le réfrigérant Q est la somme des deux charges thermiques, la première celle qui vient du compartiment de réfrigérateur Q_i , et la deuxième la charge thermique absorbée de l'ambient Q_o .

$$Q = Q_i + Q_o \quad (2.2.1)$$

Où :

$$Q_i = U_i A_i \Delta T_i = U_i A_i \times (T_i - T_{evap}) \quad (2.2.2)$$

$$T_i = T_{frz} : \text{Cas congélateur}$$

$$T_i = T_{ref} : \text{Cas réfrigérateur}$$

$$Q_o = U_o A_o \Delta T_o = U_o A_o \times (T_{ambiante} - T_{evap}) \quad (2.2.3)$$

On a :

$$U_i A_i = \frac{Q_i}{T_i - T_{evap}} \quad (2.2.4)$$

La charge thermique Q_i est la charge absorbée par l'évaporateur de l'intérieur du compartiment, qui est déjà calculée dans la première partie.

Hypothèse :

L'échange convectif entre le fluide frigorigène et le tube est très fort donc, dans le dimensionnement de l'évaporateur, on néglige la résistance thermique de l'échange convectif à l'intérieur du tube.

$$U_i A_i = \frac{1}{R_{conv_i} + R_{Liner} + R_{plaque} + R_{tube}} \quad (2.2.5)$$

$$R_{conv_i} = \frac{1}{h_i \cdot Pas \cdot L}$$

$$R_{Liner} = \frac{e_{Liner}}{k_{Liner} \cdot Pas \cdot L}$$

$$R_{\text{plaque}} = \frac{e_{\text{plaque}}}{k_{\text{plaque}} \cdot Pas \cdot L} + \frac{Pas/2}{k_{\text{plaque}} \cdot e_{\text{plaque}} \cdot L}$$

$$R_{\text{tube}} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi \cdot k_{\text{tube}}L}$$

$$R_{\text{foil}} = \frac{e_{\text{foil}}}{k_{\text{foil}} \times A_{\text{foil}}} + \frac{Pas}{k_{\text{foil}} \times L \times e_{\text{foil}}}$$

$$A_{\text{foil}} = L \times (Pas + \pi D_o/2)$$

Donc, la longueur du tube de l'évaporateur :

$$L = U_i A_i \cdot (R_{\text{conv}'_i} + R'_{\text{Liner}} + R'_{\text{plaque}} + R'_{\text{tube}}) \quad (2.2.6)$$

$$R_{\text{conv}'_i} = \frac{1}{h_i \cdot Pas}$$

$$R'_{\text{Liner}} = \frac{e_{\text{Liner}}}{k_{\text{Liner}} \cdot Pas}$$

$$R'_{\text{plaque}} = \frac{e_{\text{plaque}}}{k_{\text{plaque}} \cdot Pas} + \frac{Pas/2}{k_{\text{plaque}} \cdot e_{\text{plaque}}}$$

$$R'_{\text{tube}} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi \cdot k_{\text{tube}}}$$

$$R'_{\text{foil}} = \frac{e_{\text{foil}}}{k_{\text{foil}} \times (Pas + \pi D_o/2)} + \frac{Pas}{k_{\text{foil}} \cdot e_{\text{foil}}}$$

Après avoir calculé la longueur du tube, on calcule la charge thermique absorbée de l'extérieur Q_o d'après (2.2.3)

$$Q_o = U_o A_o \times (T_{\text{ambiante}} - T_{\text{evap}})$$

Où :

$$U_o A_o = \frac{1}{R_{\text{convection}_o} + R_{\text{cabinet}} + R_{\text{isolant}} + R_{\text{tube}}} \quad (2.2.10)$$

$$R_{\text{conv}_o} = \frac{1}{h_o \times A_o}$$

$$R_{cabinet} = \frac{e_{cabinet}}{k_{cabinet} \times A_o}$$

$$R_{isolant} = \frac{e_{isolant}}{k_{isolant} \times A_o}$$

$$R_{tube} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{tube} \times L}$$

$$A_o = L \times Pas$$

Le diagramme suivant montre l'algorithme de calcul des longueurs de l'évaporateur dans le réfrigérateur et le congélateur et les charges thermiques de chaque cotés.

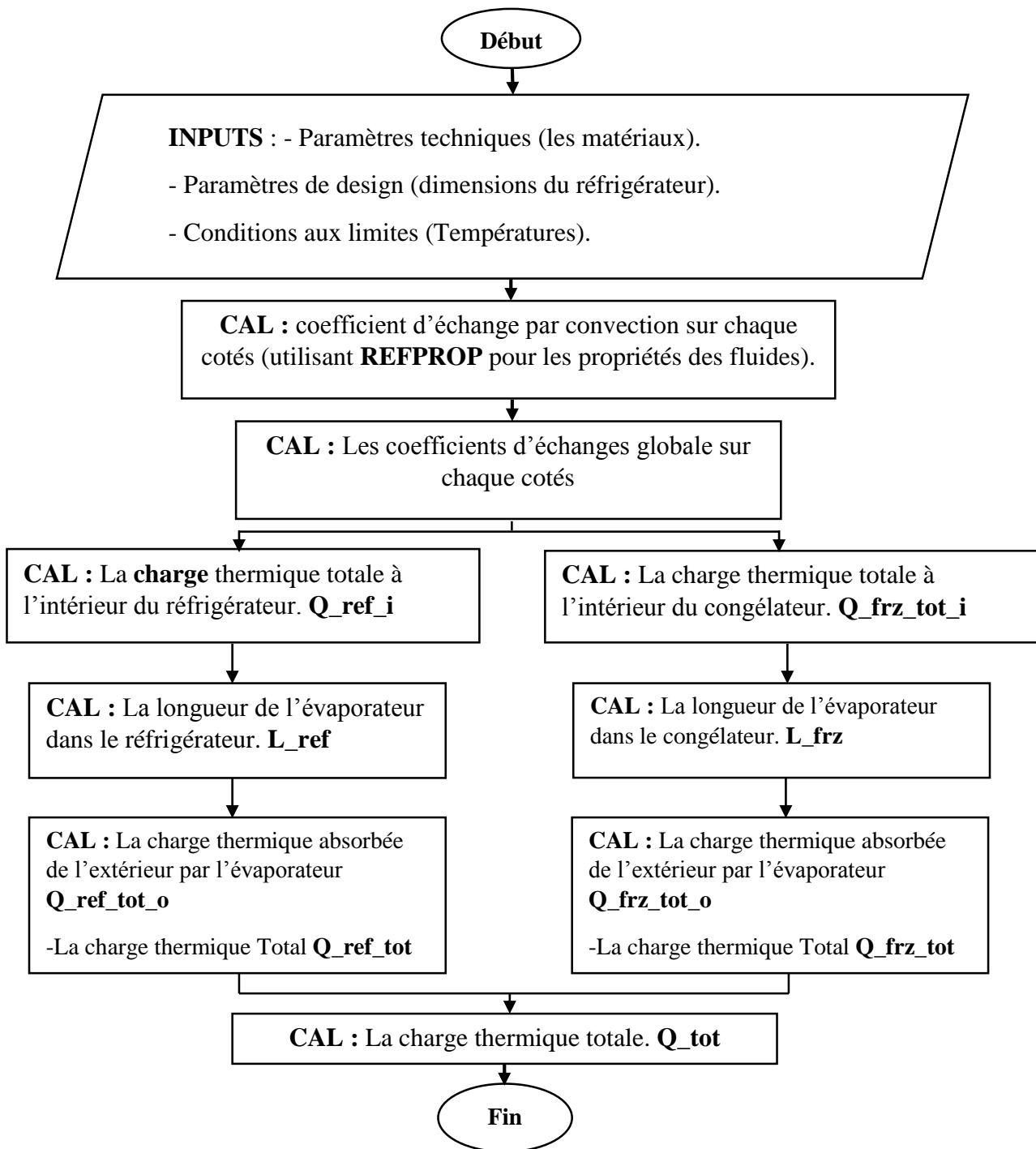


Figure 2. 6: Diagramme de calcul de la longueur de l'évaporateur et la charge thermique.

II.4 Dimensionnement du condenseur :

Le dimensionnement du condenseur se fait sur trois étapes (figure 2.7), L'étape une (1) le fluide frigorigène se trouve à l'état vapeur surchauffée, et s'écoule dans le tube qui s'appelle 'Hot Pipe'.

L'étape (2) c'est l'étape où la condensation du fluide se fait, dans cette étape le réfrigérant est dans un état diphasique (Vapeur-Liquide).

La troisième étape (3) le réfrigérant est en état liquide saturé, on ajoute cette région pour assurer que le réfrigérant est totalement condensée et la chaleur est évacuée à 100%. Les trois étapes sont illustrées sur le diagramme P-H suivant.

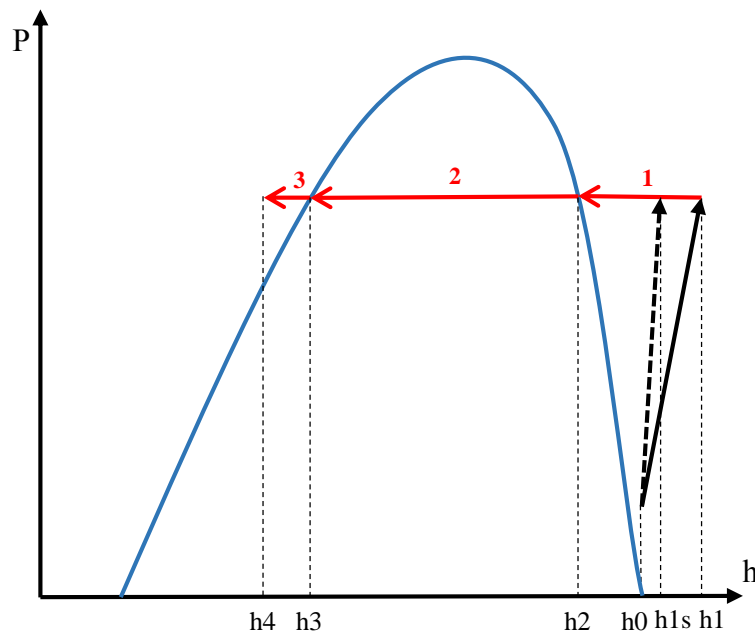


Figure 2. 7: diagramme P-H montre l'opération de condensation.

Pour calculer la longueur du condenseur, on fait une discrétisation de N éléments de longueur, pour qu'on puisse déterminer les propriétés du fluide dans chaque point du diagramme durant la condensation (température, viscosité, nombre de Prandtl, la conductivité thermique, le volume spécifique ...). On utilise ces propriétés pour calculer le coefficient de convection du fluide, h_f et le gradient de la température (entre la température ambiante et la température de fluide durant la condensation) $\Delta T(i)$.

Pour un débit massique \dot{m} , la quantité de chaleur totale

$$Q_{cond} = \dot{m}\Delta h = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (2.3.1)$$

La quantité de chaleur élémentaire

$$Q(i) = \frac{Q_{cond}}{N} \quad (2.3.2)$$

L'enthalpie h_1 du premier point est déterminée par l'utilisation de la corrélation du rendement isentropique du compresseur : [3]

$$\eta = \frac{h_{1s} - h_0}{h_1 - h_0} \quad (2.3.3)$$

$$h_1 = h_0 + \frac{h_{1s} - h_0}{\eta} \quad (2.3.4)$$

$$s_{1s} = s_0 \quad (2.3.3)$$

h_0 : L'enthalpie du fluide à l'entrée du compresseur.

h_{1s} : L'enthalpie du fluide à la sortie d'une compression isentropique.

s_0 : L'entropie du fluide à l'entrée du compresseur.

s_{1s} : L'entropie du fluide à la sortie d'une compression isentropique.

Le modèle de transfert de chaleur suivant est utilisé pour le dimensionnement :

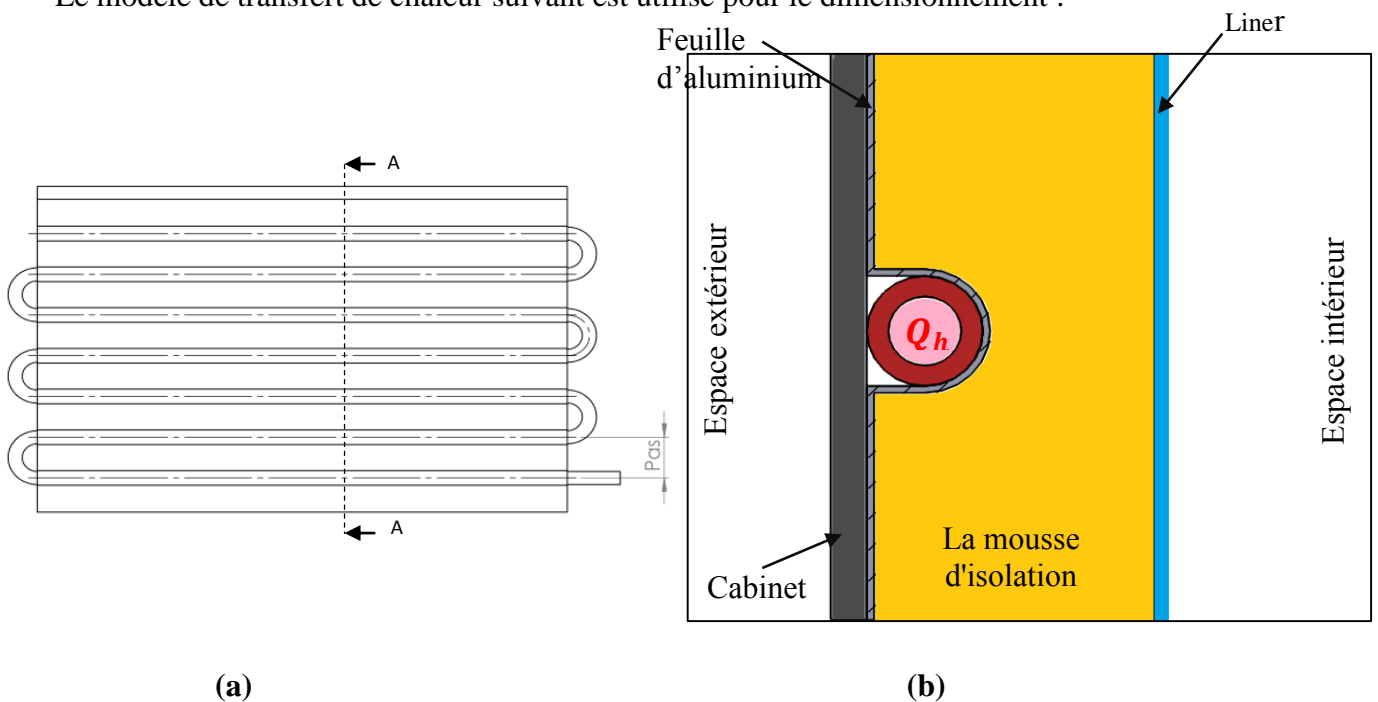


Figure 2. 8: (a) Plan 2D de du condenseur (b) une section dans le condenseur montre le modèle de transfert de chaleur utilisé.

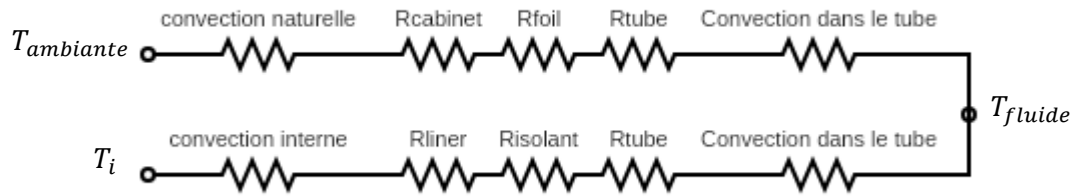


Figure 2. 9: le circuit thermique de l'échange dans le condenseur.

Où :

$$R'_{conv_o} = \frac{1}{h_o \times Pas}$$

$$R'_{cabinet} = \frac{e_{cabinet}}{k_{cabinet} \times Pas} + \frac{Pas/2}{k_{cabinet} \times e_{cabinet}}$$

$$R'_{tube} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{tube}}$$

$$R'_{conv'_i} = \frac{1}{h_i \times Pas}$$

$$R'_{Liner} = \frac{e_{Liner}}{k_{Liner} \times Pas}$$

$$R'_{foil} = \frac{e_{foil}}{k_{foil} \times (Pas + \pi D_o/2)} + \frac{Pas/2}{k_{foil} \cdot e_{foil}}$$

$$R'_{isolant} = \frac{e_{isolant}}{k_{isolant} \times Pas}$$

$$R'_{conv_f} = \frac{1}{h_f \times \pi D}$$

II.4.1 Calcul du coefficient de convection du réfrigérant :

Pour calculer le coefficient de convection du réfrigérant pour chaque élément dans les trois régions du condenseur (vapeur surchauffée, diphasique, liquide saturée) on utilise les corrélations suivantes :

II.4.1.1 Calcul de h_f dans la partie monophasique :

Pour calculer le h_f dans la partie du vapeur surchauffée, on utilise la corrélation de coefficient de transfert de chaleur de Gnielinski: [19]

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \cdot (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.3.3)$$

Où :

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (2.3.4)$$

$$0.5 \leq Pr \leq 2000 \quad \text{et} \quad 3000 \leq Re \leq 10^6$$

Pour calculer le h_f dans la partie du liquide saturée, on utilise la corrélation du coefficient de transfert de chaleur de Dittus-Boelter suivante : [5]

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^n \quad (2.3.5)$$

$$0.6 \leq Pr \leq 160 \quad \text{et} \quad 10^4 \leq Re \quad L/D \geq 10$$

$n = 0.4$ pour l'échauffement du fluide

$n = 0.3$ si le fluide est en cours de refroidissement

Donc on utilise $n = 0.3$.

$$h_f = \frac{k \cdot Nu}{D_i} \quad (2.3.6)$$

II.4.1.1 Calcul de h_f dans la partie diphasique (condensation) :

Pour calculer de ce dernier nous utilisons la corrélation de SHAH [11]. Cette dernière est utilisée pour les écoulements diphasiques, en supposant une variation linéaire du titre de vapeur en fonction de la longueur de tube entre 0% et 100%

$$h_{f_{TP}} = h_l \cdot \left(0.55 + \frac{2.09}{Pr^{0.38}} \right) \quad (2.3.7)$$

h_l : Coefficient d'échange pour un écoulement en phase liquide utilisant la corrélation de Dittus-Boelter. [11]

$$h_l = 0.023 \cdot \left(\frac{G \cdot (1-x) \cdot D}{\mu_l} \right)^{0.8} \cdot \frac{Pr_l^{0.4} \cdot k_{fl}}{D} \quad (2.3.8)$$

$$G = 4 \cdot \frac{\dot{m}}{\pi D^2} \quad (2.3.9)$$

Donc La résistance totale de chaque partie du circuit thermique du condenseur est calculée comme suit :

$$U'_1 = \frac{1}{R'_{conv_o} + R'_{cabinet} + R'_{foil} + R'_{tube} + R'_{conv_f}} \quad (2.3.10)$$

$$U'_2 = \frac{1}{R'_{conv_i} + R'_{Liner} + R'_{isolant} + R'_{tube} + R'_{conv_f}} \quad (2.3.11)$$

$$Q(i) = U'_1 \cdot L(i) \cdot \Delta T_1 + U'_2 \cdot L(i) \cdot \Delta T_2 \quad (2.3.12)$$

$$Q(i) = L(i) \cdot (U'_1 \cdot \Delta T_1 + U'_2 \cdot \Delta T_2) \quad (2.3.12)$$

$$L(i) = \frac{Q(i)}{U'_1(T_{fluide}(i) - T_{ambiante}) + U'_2(T_{fluide}(i) - T_i)} \quad (2.3.13)$$

La longueur totale du condenseur est la somme des longueurs élémentaires.

$$L = \sum_{i=1}^N L(i) \quad (2.3.14)$$

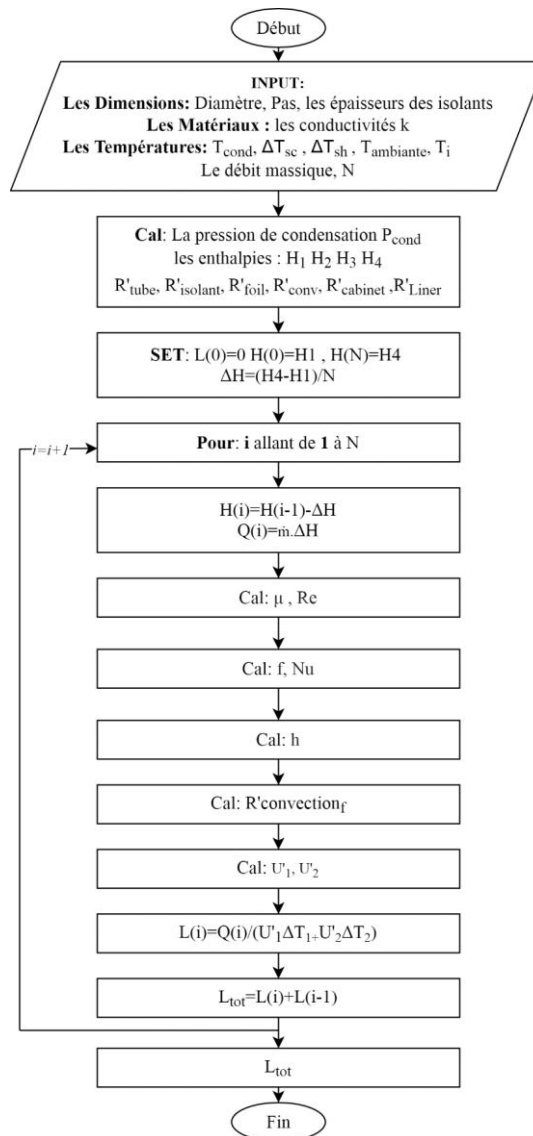


Figure 2. 10: Diagramme de calcul de la longueur du condenseur.

II.5 La sélection du compresseur :

Le processus de sélection du compresseur est effectué à l'aide des fiches technique et les documentations fournis par les fournisseurs (des tableaux qui contiennent la capacité de refroidissement, le coefficient de performance du compresseur en fonction de la température d'évaporation, et la température de condensation), le tableau 2.1 montre un exemple de documentation.

		Température d'évaporation				
		-35	-30	-25	-20	-15
T de condensation	35	W11	W12	W13	W14	W15
	40	W21	W22	W23	W24	W25
	45	W31	W32	W33	W34	W35
	50	W41	W42	W43	W44	W45
	55	W51	W52	W53	W54	W55
	60	W61	W62	W63	W64	W65

Tableau 2. 1: exemple d'une documentation du compresseur.

Lorsqu'on fait la sélection, on peut calculer le taux de marche du compresseur.

$$RR = \frac{Q_{tot}}{W} \cdot 100 \quad (2.4.1)$$

La consommation moyenne :

$$P = \frac{Q_{tot}}{COP} \quad (2.4.2)$$

W : la capacité de refroidissement du compresseur (W).

COP : le coefficient de performance du compresseur.

Q_{tot} : La charge thermique totale du réfrigérateur (W).

II.6 Dimensionnement du capillaire :

II.6.1 Le modèle mathématique du capillaire (CT-SL HX)

On utilise ce système de détente car le réfrigérant à l'entrée du capillaire est plus chaud (à la sortie du condenseur) et à l'entrée de suction line est plus froide (à la sortie de l'évaporateur), on doit baisser la pression du réfrigérant dans le capillaire pour que le fluide devienne froid rapidement, et la chaleur absorbée du capillaire vers le suction line est utilisée pour surchauffer le réfrigérant (100% vapeur) afin que le liquide ne puisse pénétrer dans le compresseur, et pour éviter la production du givre créée par l'humidité à l'entrée du compresseur. La figure 2.11 montre un cycle frigorifique à compression de vapeur avec un capillaire non-adiabatique, et son diagramme P-H

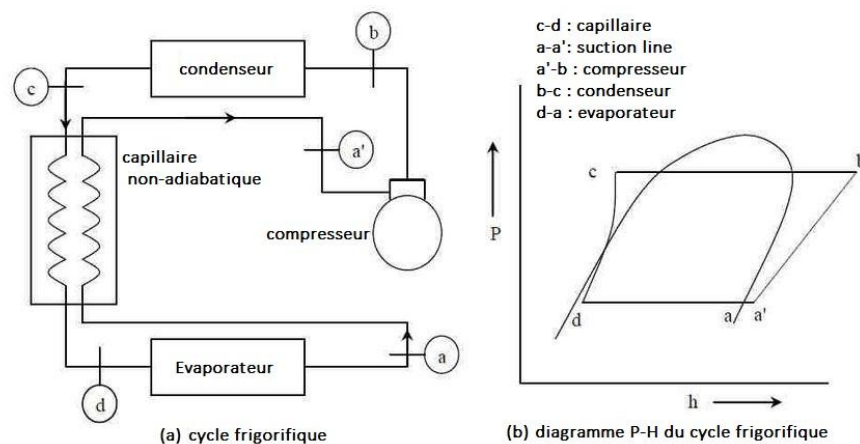


Figure 2. 11: (a) cycle frigorifique à compression de vapeur avec un capillaire non-adiabatique (b) diagramme P-H du cycle. [20]

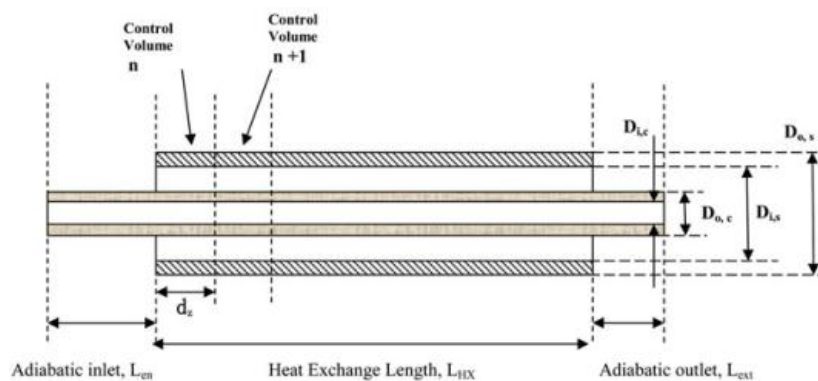


Figure 2. 12: le circuit thermique du condenseur. [12]

Ce système se compose de trois régions d'écoulement. Une région d'entrée adiabatique, une région diphasique non adiabatique, et une troisième région de sortie adiabatique. La structure physique du CT-SL HX est supposée être droite, horizontale, avec un diamètre intérieur constant, et bien isolée, et donc pas de perte de chaleur à l'ambiant comme le montre

sur la figure 2.11. Dans la région diphasique, l'équilibre thermodynamique existe entre le liquide et la vapeur.

L'écoulement diphasique dans la région adiabatique et la région de l'échangeur de chaleur est discrétisé à des petits volumes de contrôle (figure 2.12). La condition de sortie du volume de contrôle n devient la condition d'entrée du volume de contrôle suivant, $n+1$. Les propriétés thermiques de l'écoulement dans chaque volume de contrôle sont données par REFPROP.

Cependant, plusieurs hypothèses doivent être faites dans le dimensionnement afin de développer le modèle CT-SL HX comme suivant:

- 1) Le capillaire est droit, horizontal et a un diamètre intérieur constant.
- 2) Le CT-SL HX est bien isolé et il n'y a donc aucune perte de chaleur vers l'extérieur.
- 3) L'écoulement à travers le capillaire est unidimensionnel.
- 4) Il s'agit d'un écoulement diphasique homogène dans le tube.
- 5) Dans la région diphasique, l'équilibre thermodynamique existe entre liquide et vapeur.
- 6) Une condition simulée est renvoyée au système stabilisé, dans lequel elle a simplifié le problème en un système différentiel ordinaire.
- 7) La tension superficielle du fluide est insignifiante dans la section du capillaire.

II.6.2 Principes du modèle

Le modèle du capillaire est basé sur les équations de conservations.

La masse :

$$\dot{m}_{cap} = \dot{m}_s = \frac{\pi}{4} D_{cap,i}^2 G = constant \quad (2.4.1)$$

Dans ce dimensionnement, le débit massique à travers le capillaire et suction line sont les mêmes car le débit de réfrigérant est pompé par le même compresseur dans un seul circuit. Cependant, le flux massique peut être différent en raison de la section transversale différente pour le capillaire et le suction line.

L'énergie :

Le bilan énergétique de l'échangeur de chaleur à capillaire et le suction line est dérivé de la première loi de la thermodynamique. Notez que le changement d'énergie incrémentiel différentiel total du débit de réfrigérant à travers le volume de contrôle est nul.

$$d\dot{E}_{cap} + d\dot{E}_s = 0 \quad (2.4.2)$$

$$dE_{cap} = \dot{m}_{cap} \cdot dh_{cap} - dq_{CTSL-HX} \quad (2.4.3)$$

$$dE_s = \dot{m}_s \cdot dh_s + dq_{CTSL-HX} \quad (2.4.4)$$

La quantité du mouvement

$$-dp = G^2 dv + \frac{1}{2} \frac{f}{D_{cap}} v G^2 dL \quad (2.4.5)$$

L'équation de la quantité du mouvement s'écrit :

$$p(i-1) - p(i) = G^2 [v(i) - v(i-1)] + \frac{1}{2} \frac{f_m v_m G^2}{D_{cap}} [L(i) - L(i-1)] \quad (2.4.6)$$

Si on considère le fluide est incompressible on utilise :

$$p(i-1) - p(i) = \frac{1}{2} \frac{f_m v_m G^2}{D_{cap}} [L(i) - L(i-1)] \quad (2.4.7)$$

Où $i-1$ et i représentent l'entrée et la sortie pour chaque volume de contrôles respectivement.

Région d'entrée adiabatique

Généralement le liquide saturé est considéré comme un fluide incompressible, donc le volume spécifique, la viscosité dynamique et le coefficient de friction sont considérés constants, et la longueur adiabatique initiale et donnée. Alors on peut utiliser l'équation suivante pour évaluer la chute de pression dans cette région.

$$\Delta p_{adiabatique} = \frac{L_{adiabatique} \cdot G^2 f \cdot v}{2D_{cap}} \quad (2.4.8)$$

$$P_2 = P_{cond} - \Delta p_{adiabatique} \quad (2.4.9)$$

$$h_{cap1} = h_{cap2} \quad (2.4.10)$$

L'équation de Churchill est recommandée pour évaluer le coefficient de friction [14]:

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (2.4.11)$$

Où

$$A = \left[2.457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0.9} + 0.27 \left(\frac{\varepsilon}{D_{cap}}\right)} \right] \right]^{16} \quad (2.4.12)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (2.4.13)$$

Région non-adiabatique

Pour la région non adiabatique, le changement d'énergie interne soit dans le capillaire soit dans suction line est dû à la chaleur transférée du capillaire au suction line. L'équation énergétique peut être dérivée séparément.

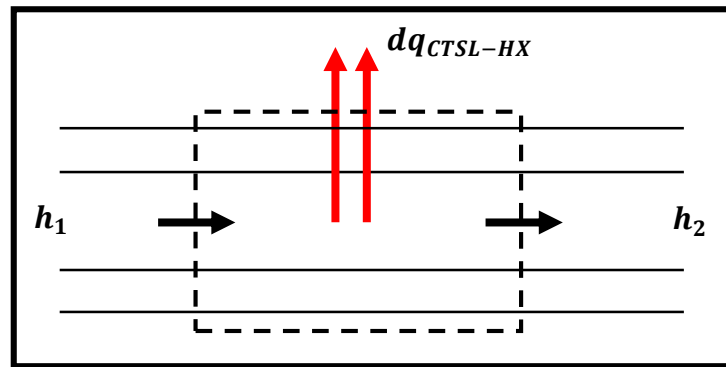


Figure 2. 13: Schéma de l'équilibre thermique à travers un volume de contrôle.

Pour le capillaire et le suction line, les deux équations peuvent être corrélées par le transfert de chaleur du capillaire vers le suction line.

$$dq_{CTSL-HX} = \dot{m}_{cap}(h_{cap1} - h_{cap2}) \quad (2.4.14)$$

$$dq_{CTSL-HX} = -\dot{m}_s(h_{s1} - h_{s2}) \quad (2.4.15)$$

La chaleur est transférée du capillaire vers le suction line est représentée par l'équation

$$dq_{CTSL-HX} = UA(T_{cap} - T_s) \quad (2.4.16)$$

UA : Conductance thermique globale, pour l'échange de chaleur de la ligne d'aspiration du capillaire

La section transversale d'un CT-SL HX latéral et la résistance thermique du capillaire à la ligne d'aspiration sont illustrées à la figure 2.13. La résistance thermique pour le transfert de chaleur du capillaire vers la ligne d'aspiration est apportée par la convection du réfrigérant dans le capillaire (R1), la conduction à travers la paroi du capillaire (R2), la conduction à travers la jonction de

brasage (R3), conduction à travers la paroi du suction line (R4) et convection à travers le réfrigérant dans le suction line (R5).

$$R_1 = \frac{1}{h_{cap} D_{cap,i} \pi (\Delta L)}$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{D_{cap,o}}{D_{cap,i}}\right)}{2\pi k_{cap,w} (\Delta L)}$$

$$R_3 = \frac{\delta}{k_b w (\Delta L)}$$

$$R_4 = \frac{\ln\left(\frac{D_{s,o}}{D_{s,i}}\right)}{2\pi k_{s,w} (\Delta L)}$$

$$R_5 = \frac{1}{h_s D_{s,i} \pi (\Delta L)}$$

$$\frac{1}{UA} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 \quad (2.4.17)$$

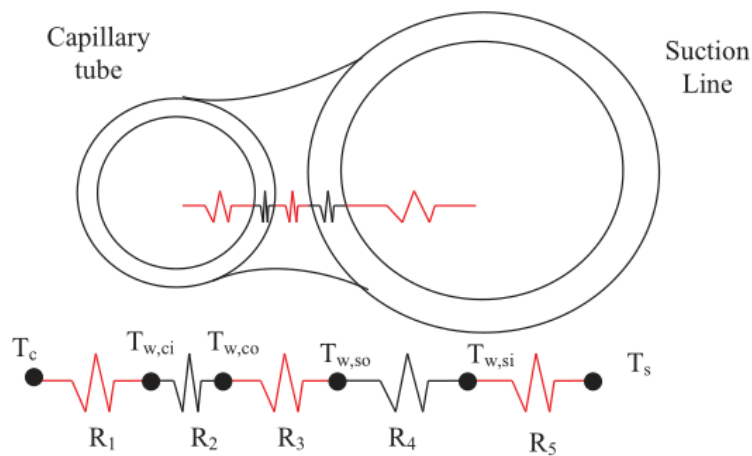


Figure 2. 14: La résistance thermique travers CT-SL HX. [12]

Le calcul du coefficient d'échange par convection:

On calcule le nombre de Reynolds

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu} \quad (2.4.18)$$

Et le nombre de Nusselt [18]

$$Nu_s = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{2}\right)^{0.5}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.4.19)$$

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (2.4.20)$$

$$h = \frac{k \cdot Nu}{D_i} \quad (2.4.21)$$

Pour le calcul du coefficient d'échange par convection dans la région diphasique on utilise la méthode de Shah [11].

$$h_{tp} = \text{Max}(h_{cb}, h_{nb}) \quad (2.4.22)$$

$$h_{cb} = F_o \times h_l \quad (2.4.23)$$

$$h_{nb} = F_{nb} \times h_l \quad (2.4.24)$$

$$h_l = \frac{Nu_l k_l}{D_{cap,i}} \quad (2.4.25)$$

$$F_o = F(1 - x)^{0.8} \quad (2.4.26)$$

$$F = 2.35 \left(0.213 + \frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.736} \quad (2.4.27)$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l}\right)^{0.1} \quad (2.4.28)$$

$$F_{nb} = 231Bo^{0.5} \quad (2.4.29)$$

$$Bo = \frac{dq}{G h_{fg} \cdot \Delta L \cdot \pi \cdot D_{cap,i}} \quad (2.4.30)$$

II.6.3 Le calcul de la longueur dans la région liquide non-adiabatique

Le coefficient de friction dans la région diphasique est évalué par l'équation (2.4.11). La longueur de chaque volume de contrôle dans la région liquide non-adiabatique est calculée par l'équation (2.4.31) :

$$L_{sp}(i) = \frac{2D_{cap}}{G^2 f_m v_m} [p(i-1) - p(i)] \quad (2.4.31)$$

Le calcul se fait jusqu'à la pression de saturation P_{sc} .

II.6.4 Le calcul de la longueur dans la région diphasique

Le coefficient de friction dans la région diphasique est évalué par l'équation (2.4.11). La longueur de chaque volume de contrôle dans la région diphasique est calculée par l'équation (2.4.32) :

$$L_{tp}(i) = \frac{2D_{cap}}{G^2 f_m v_m} [p(i-1) - p(i) - G^2(v(i) - v(i-1))] \quad (2.4.32)$$

Le calcul se fait jusqu'à la pression d'évaporation P_{evap} .

Le modèle utilisé pour calculer la viscosité diphasique est celui de García et al. (2003) [15], donné par:

$$\mu_{tp} = \mu_l \left(\frac{\rho_{tp}}{\rho_l} \right) \quad (2.4.33)$$

Finalement, la longueur totale du capillaire est la somme des longueurs :

$$L = L_{adiabatique} + \sum_{i=1}^N [L_{sp}(i) + L_{tp}(i)] \quad (2.4.34)$$

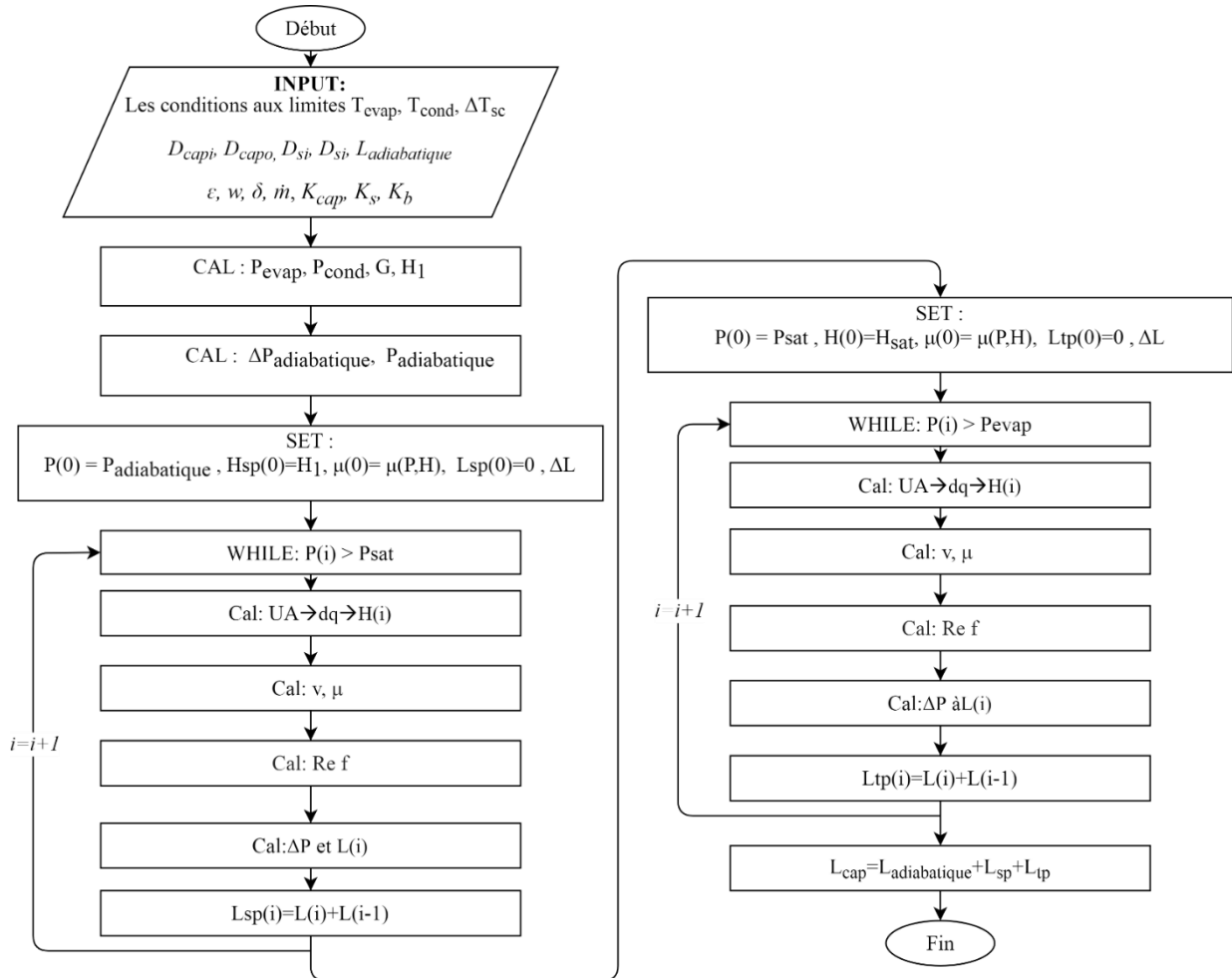


Figure 2. 15: Diagramme de calcul de la longueur du capillaire.

II.7 Application sur deux modèles de réfrigérateur

II.7.1 Introduction

Cette partie concerne une application numérique de la méthode du dimensionnement d'un cycle de réfrigération dans les paragraphes précédentes pour deux modèles de réfrigérateurs qui ont des dimensions extérieures différentes et des volumes de stockages différents dans les mêmes conditions de température ambiante, utilisant les mêmes températures de fonctionnement, et le même réfrigérant R600a (isobutane), afin de faire une comparaison entre le dimensionnement des deux modèles.

Le choix des deux modèles est basé sur la différence de volume entre eux. La variation de volume change la charge thermique absorbée, ce qui affecte le dimensionnement des composants du circuit. Cela nous permet de juger les résultats du calcul analytique.

II.7.2 Les entrées de dimensionnements

Dimensions :

Les symboles des dimensions suivants sont illustrés dans la figure 2.2.

	Plateforme 1	Plateforme 2
A	0.6 m	0.9 m
B	1.6 m	1.9 m
C	0.6 m	0.9 m
D	0.4 m	0.6 m
E	0.065 m	0.065 m
F	0.5 m	0.707 m
G	0.011 m	0.011 m
H	0.065 m	0.065 m
I	1.09 m	1.19 m
J	0.25 m	0.3 m
K	0.2 m	0.25 m
ThA	0.07 m	0.07 m
ThB	0.07 m	0.07 m
ThC	0.075 m	0.075 m
ThD	0.05 m	0.05 m
ThE	0.05 m	0.05 m
ThF	0.05 m	0.05 m
Epaisseur du liner	0.0008 m	0.0008 m
Epaisseur de cabinet	0.0005 m	0.0005 m

Tableau 2. 2: les dimensions et les épaisseurs des plateformes

Les matériaux :

	Plateforme 1	Plateforme 2
Conductivité thermique du Liner	0.16 W/m ² ·K	
Conductivité thermique du joint	0.15 W/m ² ·K	
Conductivité thermique de l'isolant	0.027 W/m ² ·K	
Conductivité thermique de cabinet	50 W/m ² ·K	

Tableau 2. 3: les conductivités thermiques des matériaux des plateformes

Les conditions de températures

	Plateforme 1	Plateforme 2
La température du congélateur	-20 °C	
La température du réfrigérateur	0 °C	
La température du bac de légumes	5 °C	
La température de l'évaporation	-27 °C	
La température de condensation	49 °C	
La température ambiante	43 °C	

Tableau 2. 4 : Les conditions aux limites

II.7.3 Les Résultats :

La charge thermique

La charge thermique Totale	112.1 W			Plateforme 1
La charge thermique du congélateur	51.15 W	Q de l'intérieure	25.8 W	
		Q de l'extérieure	25.35 W	
La charge thermique du réfrigérateur	60.971 W	Q de l'intérieure	52.07 W	Plateforme 2
		Q de l'extérieure	8.901 W	
La charge thermique Totale	197.6 W			
La charge thermique du congélateur	101.72 W	Q de l'intérieure	47.89 W	
		Q de l'extérieure	53.83 W	
La charge thermique du réfrigérateur	95.85 W	Q de l'intérieure	81.85 W	
		Q de l'extérieure	14 W	

Tableau 2. 5 : Les charges thermiques

L'évaporateur

	Plateforme 1	Plateforme 2
L'épaisseur de la plaque	0.0002 m	
L'épaisseur de la feuille	0.0002 m	
L'épaisseur du tube	0.0015 m	
Le diamètre du tube	0.01 m	
La conductivité thermique du tube	180 W/m ² ·K	
La conductivité thermique de la feuille	180 W/m ² ·K	
La conductivité thermique de la plaque	180 W/m ² ·K	

Tableau 2. 6 : Les données géométriques et technologiques de l'évaporateur

	Plateforme 1	Plateforme 2
La longueur de l'évaporateur du congélateur	12.54 m	25.02 m
La longueur de l'évaporateur du réfrigérateur	6.147 m	9.703 m

Tableau 2. 7 : Les longueurs des évaporateurs

Le compresseur

	Plateforme 1	Plateforme 2
La capacité de refroidissement :	125 W	220 W
Le COP	1.63	1.75

Tableau 2. 8 : Les spécifications des compresseurs

Le condenseur

	Plateforme 1	Plateforme 2
L'épaisseur de la feuille	0.0002 m	
L'épaisseur du tube	0.0015 m	
La conductivité thermique du tube	180 W/m ² ·K	
La conductivité thermique de la feuille	180 W/m ² ·K	
Le débit massique de réfrigérant	1.6 kg/h	1.85 kg/h
Le diamètre du tube	0.008 m	
ΔT liquide saturé	5 °C	
ΔT vapeur surchauffé de l'évaporateur	60 °C	
Le rendement isentropique du compresseur	0.9	

Tableau 2. 9 : Les données géométriques et technologiques du condenseur

	Plateforme 1	Plateforme 2
La longueur de 'Hot Pipe'	7.209 m	8.284 m
La longueur du condenseur	21.15 m	24.39 m
La longueur de la partie liquide saturée	0.7513 m	0.8687 m

Tableau 2. 10 : Les longueurs des condenseurs

Le Capillaire :

	Plateforme 1	Plateforme 2
La longueur adiabatique initiale	0.5 m	
Diamètre interne du capillaire	0.003 m	
Diamètre externe du capillaire	0.0008 m	
Diamètre interne de le suction line	0.005 m	
Diamètre externe de le suction line	0.0065 m	
La conductivité thermique du capillaire	358 W/m ² ·K	
La conductivité thermique de le suction line	180 W/m ² ·K	
La rugosité du capillaire	7e-5 m	

Tableau 2. 11 : Les données géométriques et technologiques du capillaire

	Plateforme 1	Plateforme 2
La longueur de capillaire	5.35 m	3.88 m
La longueur adiabatique	0.5 m	0.5 m
La longueur phase liquide	4.35 m	3.02 m
La longueur diphasique	0.545 m	0.36 m

Tableau 2. 12 : Les longueurs des capillaires

II.7.4 Interprétation :

Après le dimensionnement des deux plateformes où on a utilisé les mêmes conditions de fonctionnement, les mêmes épaisseurs des parois, les diamètres des tubes et les plaques des échangeurs de chaleur, le seul changement c'est les volumes des réfrigérateurs.

On remarque que :

- ✓ La charge thermique totale de la deuxième plateforme 197,6 W est plus élevée que la première plateforme 112,1 W, ainsi que les longueurs des évaporateurs, en raison du grand volume qui sera refroidi dans la deuxième plateforme et de la grande surface d'échange externe avec l'ambient.
- ✓ La comparaison verticale entre les dimensions de chaque évaporateur montre que les longueurs des évaporateurs de congélateurs sont plus longues, car la température dans ce compartiment est très basse, par rapport aux autres compartiments.
- ✓ Les compresseurs sélectionnés dans chaque plateforme sont compatibles avec la charge thermique calculée.
- ✓ Le condenseur de la deuxième plateforme est plus long que celui de la première, avec les mêmes conditions thermodynamiques. Ça s'explique par la différence des capacités de refroidissement, donc un débit massique plus élevé dans le deuxième circuit qui nécessite une surface d'échange plus grande.
- ✓ On note qu'avec l'augmentation du débit massique, la longueur totale du capillaire est réduite, c'est-à-dire lorsque le débit massique passe de (1.6 kg / h) à (1.85 kg / h) la longueur du capillaire est réduite de (5.35 m) à (3.88 m). La raison derrière cela est qu'avec l'augmentation du débit massique, le frottement avec la paroi interne augmente, ainsi que le frottement entre les particules de réfrigérant, donc la chute de pression augmente dans une longueur de tube plus courte nécessaire pour cette chute de pression croissante. Une étude a été faite par S. Hasan en 2011 montre ce phénomène. [25]
- ✓ Plus la longueur de l'échangeur intermédiaire est longue (capillaire-suction line), plus les performances de l'évaporateur sont améliorées.

II.7.5 Conclusion

Ce calcul est fait pour le dimensionnement des composants du circuit frigorifique, les résultats figurent bons, et toujours dans un intervalle pratiquement acceptable. Pour ce fait, il faut rajouter une validation par simulation et tests expérimentaux.

Dans le chapitre suivant, on va valider notre dimensionnement par une simulation CFD sur Solidworks flow simulation pour les deux plateformes précédentes.

CHAPITRE III

**SIMULATION CFD DU TRANSFERT DE CHALEUR DANS UN
REFRIGERATEUR DOMESTIQUE**

III.1 Modèle mathématique

En général, l'approche du maillage cartésien utilisée dans SOLIDWORKS Flow Simulation permet effectué des calculs multiphasiques conjugués, en utilisant un maillage de calcul ayant des cellules fluides, cellules solides et cellules partielles (multi-volume de contrôle):

- **Régions fluides**

Dans les régions fluides, SOLIDWORKS Flow Simulation résout les équations de Navier-Stokes, qui sont des formulations de lois de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie: [21]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial P}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i}(u_j(\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \quad (3.3)$$

$$H = h + \frac{u^2}{2}$$

- **Le modèle de turbulence**

SOLIDWORKS Flow Simulation est capable de prendre en compte les flux laminaires et turbulents utilisant un modèle de turbulence $k - \varepsilon$ modifié avec des fonctions proposées par Lam et Bremhorst (1981) décrit des écoulements laminaires, turbulents et transitionnels de fluides homogènes comprenant les lois de conservation de la turbulence suivantes: [21]

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \mu_t P_B \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \varepsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + C_B \mu_t P_B \right) - f_2 C_{\varepsilon 2} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (3.5)$$

$$\tau_{ij} = \mu S_{ij}, \quad \tau_{ij}^R = \mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad S_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (3.6)$$

$$P_B = - \frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (3.7)$$

Où : $C_\mu = 0.09$, $C_{\varepsilon 1} = 1.44$, $C_{\varepsilon 2} = 1.92$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$, $\sigma_B = 0.9$, $C_B = 1$ si $P_B > 0$, $C_B = 0$ si $P_B < 0$, La viscosité turbulente est déterminé par :

$$\mu_t = f_u \cdot \frac{C_\mu^2 \rho k}{\varepsilon} \quad (3.8)$$

La fonction de Lam et Bermhorst f_μ est déterminé par :

$$f_\mu = (1 - e^{-0.025R_y})^2 \cdot (1 + \frac{20.5}{R_t}) \quad (3.9)$$

$$R_y = \frac{\rho \sqrt{ky}}{\mu} \quad (3.10), \quad R_t = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon} \quad (3.11)$$

y est la distance du point au mur et les fonctions de Lam et Bremhorst f_1 et f_2 sont déterminés à partir de:

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0.05}{f_\mu} \right)^3, \quad f_2 = 1 - e^{R_t^2} \quad (3.12)$$

Le flux de chaleur est défini par:

$$q_i = \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right) \frac{\partial h}{\partial x_i}, \quad i = 1,2,3 \quad (3.13)$$

- **Régions Solides**

SOLIDWORKS Flow Simulation calcule deux types de phénomènes physiques au sein des régions solides:

La conduction thermique et le courant électrique continu, le chauffage Joule résultant étant une source de chaleur dans l'équation énergétique.

Le phénomène de conduction thermique dans les milieux solides est décrit par l'équation suivante: [21]

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_i \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + Q_H \quad (3.14)$$

Où : e est l'énergie interne spécifique, $e = c \cdot T$, c 'est la chaleur spécifique, Q_H est le taux spécifique de dégagement (ou d'absorption) de chaleur par unité de volume, et λ_i sont les valeurs propres du tenseur de conductivité thermique.

- **Rayonnement entre les surfaces solides**

SOLIDWORKS Flow Simulation comprend 2 modèles:

1. Ray Tracing, également connu sous le nom de DTRM (Discrete Transfer Radiation Model).
2. Ordonnées discrètes (ou DO).

III.2 Préparation des modèles

Avant d'exécuter la simulation, il faut d'abord passer par certaines étapes préliminaires.

- ✓ La modélisation CAO des modèles par le logiciel SOLIDWORKS en échelle réelle avec des simplifications géométriques dans les modèles pour éliminer les zones de non linéarité, et pour l'optimisation du temps de calcul et la puissance du calculateur (RAM + Processeur).

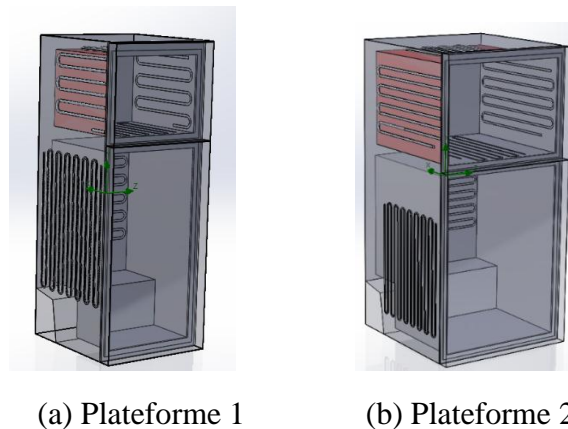


Figure 3. 1 : les modèles CAO simplifiés des plateformes par Solidworks.

- **Le domaine de fluide et les conditions aux limites**

- **le domaine du fluide :**

On peut facilement déterminer le domaine du fluide (air) à l'intérieur des compartiments en sélectionnant l'une des faces du domaine et le logiciel détectera tout l'espace.

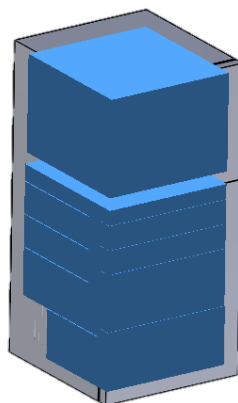


Figure 3. 2 : Le domaine du fluide (l'air)

• **Les conditions aux limites :**

Dans la présente étude, le nombre de Rayleigh (Ra) est d'environ 6×10^8 (estimation basée sur la hauteur de l'évaporateur et la différence de température entre l'air intérieur et la paroi froide). L'hypothèse d'écoulement laminaire a été faite pour le régime d'écoulement dans notre simulation depuis $Ra < 10^9$. De plus, plusieurs études numériques ont montré que la turbulence ne modifie pas l'air prévu modèle de température. [26-27]

Les conditions aux limites thermiques sont les mêmes conditions utilisées pour le dimensionnement dans le chapitre précédent:

- La température ambiante sur les parois extérieures de réfrigérateur, 43 °C.
- La température d'évaporation sur la surface du tube de l'évaporateur, -27 °C.
- La température de condensation sur la face interne du tube du condenseur, 49 °C.

Ces températures constantes sont utilisées afin d'éviter une complexité excessive dans le calcul et de réduire le temps de calcul.

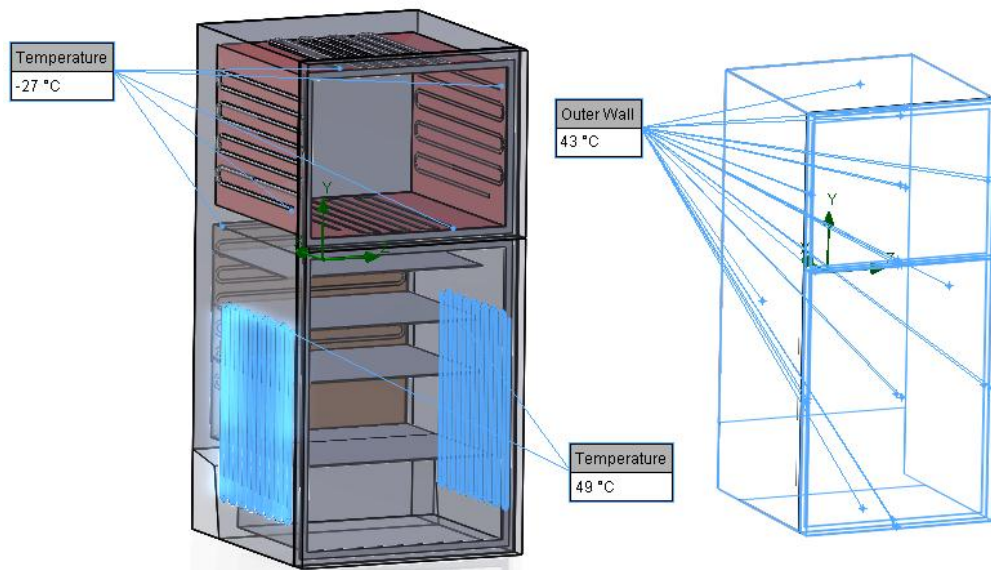


Figure 3. 3 : Les conditions aux limites appliquées sur les modèles

• Etude du maillage

Un maillage structuré a été utilisé pour décrire la géométrie du réfrigérateur. Des mailles plus fines ont été utilisées à proximité des parois et les étagères. La structure du maillage est illustrée sur la figure 3.4-a. Seule la moitié du réfrigérateur était maillée à cause du plan de symétrie.

Pour assurer que les résultats n'étaient pas influencés par le nombre de cellules, une étude de sensibilité a été réalisée par O. Laguerre [17]. Où il a utilisé 410,256 sur Ansys Fluent 6.1 (Figure 3.4-b). On a doublé le nombre de cellules dans la simulation, 717,936 éléments pour le petit modèle et 875,138 éléments pour le deuxième modèle, car le logiciel utilisée Solidworks est moins puissant que Fluent. Selon cette étude la couche limite au niveau des parois d'un réfrigérateur domestique à convection naturelle a été estimée à 8 mm, donc à proximité des parois et les étagères on a utilisé des raffinements avec la longueur des arêtes des éléments est 2 mm.

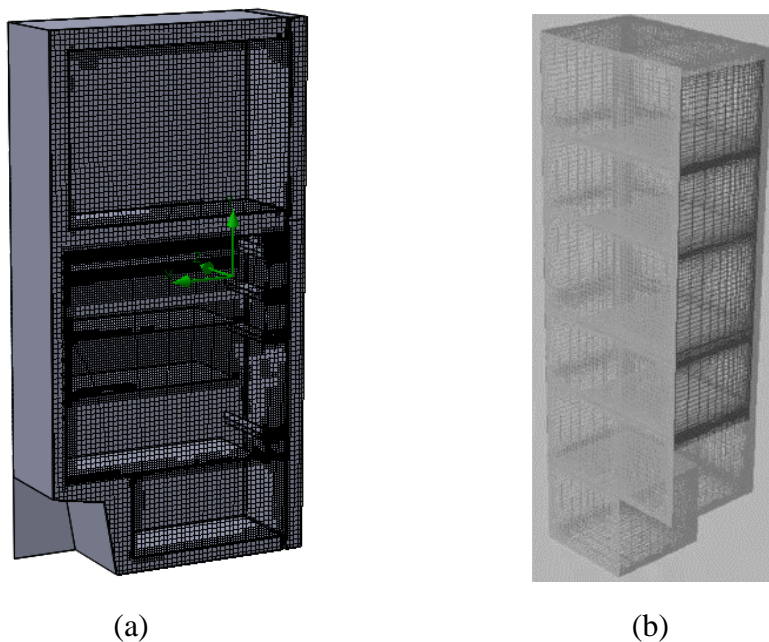


Figure 3.4 : Structure du maillage: (a) plateforme 2 , (b) modèle de O. Laguerre [17]

III.3 Résultats

Comme on a déjà mentionné dans le calcul analytique (chapitre II-7) les résultats ciblés de dimensionnement sont les températures à l'intérieur des compartiments (-20°C dans le congélateur, 0°C dans le réfrigérateur et 5°C dans le bac à légumes). Après la simulation des deux modèles, on obtient les résultats suivants :

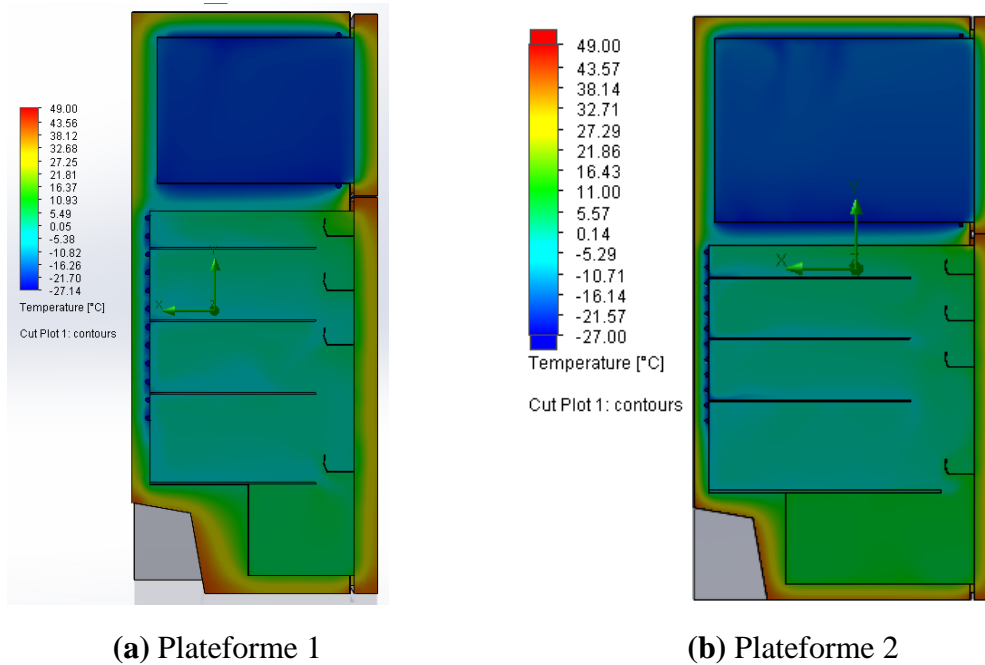


Figure 3. 5 : La distribution de la température dans les réfrigérateurs (fluide/solide)

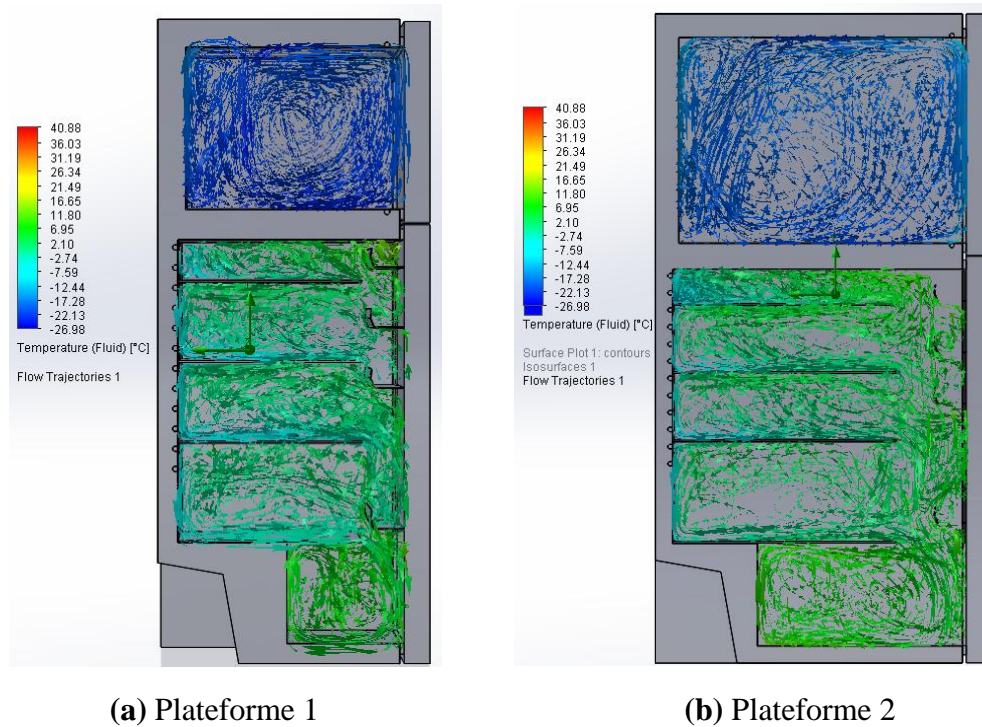


Figure 3. 6 : Trajectoires du flux et la distribution de température dans les réfrigérateurs.

La norme de validation

Pour valider les modèles, on prend la moyenne des températures mesurées dans des points spécifiés par la norme EN 62552 (Household refrigerating appliances - Characteristics and test methods).

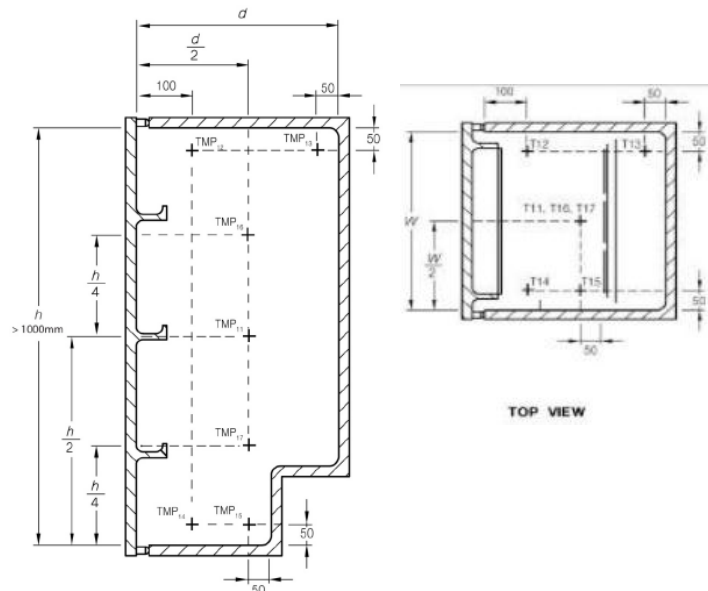


Figure 3. 7 : les positions de mesure de la température à l'intérieur du réfrigérateur suivant la norme EN 62552. [28]

a) Plateforme 1

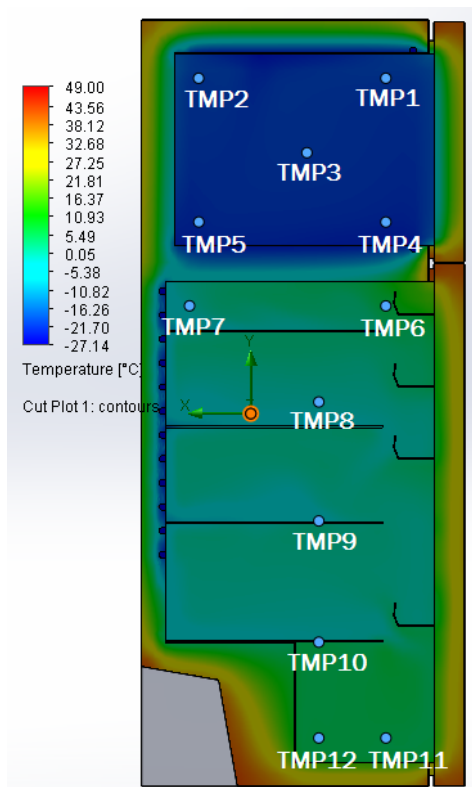


Figure 3. 8 : La distribution de la température dans la plateforme 1

Compartiment	Température		Température moyenne	Erreur absolue
Congélateur	TMP1	-18.45 °C	-20.636 °C	-0.636 °C
	TMP2	-19.25 °C		
	TMP3	-20.48 °C		
	TMP4	-22.39 °C		
	TMP5	-22.61 °C		
Réfrigérateur	TMP6	2.08 °C	-0.906 °C	-0.906 °C
	TMP7	1.47 °C		
	TMP8	-3.23 °C		
	TMP9	-4.34 °C		
	TMP10	-0.51 °C		
Bac de légumes	TMP11	4.32 °C	4.485 °C	-0,515 °C
	TMP12	4.65 °C		

Tableau 3. 1 : Résultats de simulation de la plateforme 1

b) Plateforme 2

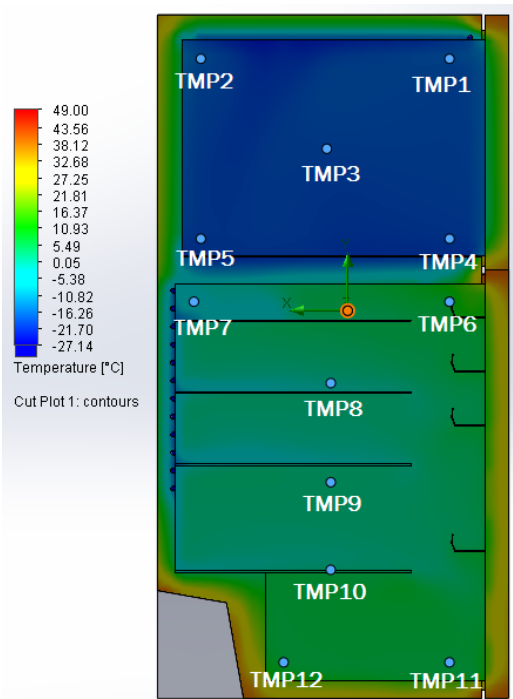


Figure 3. 9 : La distribution de la température dans la plateforme 2

Compartiment	Température		Température moyenne	Erreur absolue
Congélateur	TMP1	-17.32 °C	-18.972 °C	1.028 °C
	TMP2	-17.38 °C		
	TMP3	-18.56 °C		
	TMP4	-20.43 °C		
	TMP5	-21.17 °C		
Réfrigérateur	TMP6	5.82 °C	0.796 °C	0.796 °C
	TMP7	-0.4 °C		
	TMP8	-2.58 °C		
	TMP9	-0.7 °C		
Bac de légumes	TMP10	1.18 °C	6.735 °C	1.735 °C
	TMP11	6.55 °C		
	TMP12	6.92 °C		

Tableau 3. 2 : Résultats de simulation de la plateforme 2

Après la convergence des résultats de simulation, on peut remarquer que

- ✓ Le point 1 est le plus chaud dans le congélateur, et le point 6 est le plus chaud dans le réfrigérateur, car les points sont situés dans une région proche du joint de la porte (les joints sont le premier cause de la perte du froid dans les réfrigérateurs domestiques) , ou la quantité de chaleur entrante du joint est très importante, et la deuxième raison c'est la circulation de l'air à l'intérieure, lorsque l'air refroidi sur les plaques de l'évaporateur, sa densité augmente et il descend à cause de la force de gravité et une fois l'air touche la surface de porte chaude il remuante jusqu'au sa position initiale.
- ✓ Le bac de légumes est chaud car il est loin de la source de froid, et la température est plus chaude dans le point 11 que le point 12 car la circulation de l'air froid atteint le point 11 avant, comme la figure 3.6 montre.
- ✓ Les résultats visés et les résultats obtenus par la simulation sont très proches avec des erreurs absolues pratiquement négligeables.

III.5 Conclusion

La simulation CFD sur Solidworks flow simulation valide le calcul analytique dans le chapitre précédent. Mais cela doit être confirmé par une autre simulation sur un logiciel de simulation plus puissant que Solidworks avec une bonne qualité de maillage et des tests expérimentaux sur des prototypes avant la validation finale des modèles.

Conclusion

L'objectif principal de ce travail s'est voulu aborder la problématique générale de l'établissement d'une interface de dimensionnement des réfrigérateurs domestiques à convection naturelle.

Nous avons commencé par une synthèse bibliographique sur les aspects énergétiques et des différents types de transfert de chaleur dans les réfrigérateurs ménagers ainsi que les types des échangeurs de chaleur, et les types de froid utilisés dans la réfrigération domestique.

Dans la partie calcul analytique notre travail s'est partagé principalement sur trois étapes :

Nous avons commencé tout d'abord par le calcul de la charge thermique du réfrigérateur. Où on a pu déterminer la charge thermique en fonction des paramètres géométriques (Dimensions extérieures, et les épaisseurs) et physiques (les conductivités thermiques des matériaux) de réfrigérateur, et les conditions de fonctionnement (la température ambiante, la température d'évaporation, et la température de condensation).

Dans la deuxième étape on a dimensionné les différents composants du cycle frigorifique (l'évaporateur, le condenseur, et le capillaire) et sélectionner le compresseur. Et implémenter le calcul analytique sur une interface graphique. On a terminé cette étape par une application numérique sur deux modèles de réfrigérateur avec des dimensions différentes avec une comparaison et interprétation des résultats.

Finalement on a validé le calcul analytique et le dimensionnement par une simulation CFD sur Solidworks flow simulation ; les résultats obtenus sont jugés acceptables. Mais ce travail pourrait être approfondi et complété dans plusieurs sens :

- ✓ Validation des résultats par d'autres logiciels de simulation dédiés à la simulation et le calcul.
- ✓ La validation par des tests expérimentaux sur des prototypes dans des chambres de tests.
- ✓ Validation du système Capillaire-Suction line par des simulations CFD et tests expérimentaux.
- ✓ L'utilisation de la simulation transitoire pour suivre le comportement du réfrigérant le long du cycle de réfrigération et l'analyse des résultats afin d'optimiser la consommation du compresseur et améliorer les performances du produit.

Références bibliographiques

- [1] A. Holst. Statista. *Refrigerator unit sales worldwide*. [en ligne]. Disponible sur : <http://statista.com/statistics/1124245/refrigerator-unit-sales-worldwide/> (Consulté le Mars 2020)
- [2] B. BRANDON. *L'historique de la technique de réfrigération*. [en ligne]. Disponible sur : <https://www.abcclim.net/historique-froid-climatisation.html> (Consulté le Mars 2020)
- [3] G.F.HUNDY, A.R.TROTT, T.C.WELCH. *Refrigeration, Air conditioning, and Heating*. 5^{ème} édition. Oxford OX5 1GB, UK: Elsevier Ltd, 2016
- [4] S.BEN AMARA. *Ecoulements et transferts thermiques en convection naturelle dans les milieux macro-poreux alimentaires application aux réfrigérateurs ménagers*. [en ligne]. INAPG (AgroParisTech), 2005. Disponible sur : <https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00001581>
- [5] Frank.P.INCROPERA, D.P.DEWITT, *fundamentals of heat and mass transfer*, 7^{ème} édition. New-York : John Wiley & Sons, 2011
- [6] A.J.N.Khalifa. *Natural convective heat transfer coefficient—a review. I. Isolated vertical and horizontal surfaces*. [en ligne]. Energy Conversion and Management. 2001. Disponible sur : <https://bit.ly/3dPeBbL>
- [7] A.J.N.Khalifa. *Natural convective heat transfer coefficient—a review. II. Surfaces in two and three dimensional enclosures*. [en ligne]. Energy Conversion and Management. 2001. Disponible sur : <https://bit.ly/3dRNYDf>
- [8] *Types of Evaporators: Bare Tube, Plate Evaporators, Finned Evaporators*. [en ligne]. Disponible sur : <https://www.brightengineering.com/hvac/61270-types-of-refrigeration-evaporators/> (Consulté le Mars 2020)
- [9] L.Lorbek, P.Poredos, A.Kitanovski, A.Poredos. *Analytical Modeling and Numerical Simulation of Heat Transfer in a Skin Evaporator*. [en ligne]. International Journal of Refrigeration, 2018. Disponible sur : 10.1016/j.ijrefrig.2018.01.012
- [10] NIST. *Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP)*. [en ligne]. Version 9.1. Disponible sur : <https://www.nist.gov/srd/refprop>
- [11] S. Kakac, H.Liu, K. Kakag. *Heat exchangers: selection, rating and thermal design*. 3^{ème} édition. New-York : CRC Press Taylor & Francis Group, 2012

- [12] Y.Yau, H.Poh. *Study on flow behavior and heat exchange characteristics of a capillary tube-suction line heat exchanger*. [en ligne]. Heat Transfer Engineering, 2018. Disponible sur : [10.1080/01457632.2018.1436420](https://doi.org/10.1080/01457632.2018.1436420)
- [13] Z.Huan, C.Guo. *Optimization of the capillary tube for domestic refrigerator with mixture of propane and isobutane as refrigerant*. [en ligne]. International Heat Transfer Conference. Washington, DC, USA, 2010. Disponible sur : [10.1115/ihtc14-22574](https://doi.org/10.1115/ihtc14-22574)
- [14] S.W.Churchill. "Friction factor equation spans all fluid flow regimes," *Chem. Eng*, vol.84, pp.91-92, 1977
- [15] N.Z.AUNG, T.YUWONO. *Evaluation of Mixture Viscosity Models in the Prediction of Two-phase Flow Pressure Drops*. [en ligne]. ASEAN J. Sci. Technol. Dev, 2012. Disponible sur : [10.29037/ajstd.58](https://doi.org/10.29037/ajstd.58)
- [16] JJCUF. *Conservation par le froid*. [en ligne]. Disponible sur : <http://conservation-peremption-aliments.over-blog.com/conservation-par-le-froid.html> (Consulté le Juin 2020)
- [17] O. Laguerre. *Heat transfer and air flow in a domestic refrigerator. Mathematical Modelling of Food Processing*. Contemporary Food Engineering, 2010, [en ligne]. Disponible sur : <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00583230/document>
- [18] O. Laguerre, D. Flick. *Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators*. [en ligne]. Food Engineering, 2004. Disponible sur : [10.1016/S0260-8774\(03\)00173-0](https://doi.org/10.1016/S0260-8774(03)00173-0)
- [19] Y. Liu and C. W. Bullard. *An Experimental and Theoretical Analysis of Capillary Tube-suction Line Heat Exchangers*. ACRC-TR-109, 1997. Urbana-Champaign, Illinois: University of Illinois.
- [20] M. Saifi, OP. Jakhar. *CFD Parametric Investigation for Two Phase Flow of Refrigerant 134a In an Adiabatic Capillary tube*. [en ligne]. International Journal of Civil, Mechanical and Energy Science, 2016. Disponible sur : https://www.researchgate.net/publication/320015077_CFD_Parametric_Investigation_for_Two_Phase_Flow_of_Refrigerant_134a_In_an_Adiabatic_Capillary_tube
- [21] A. Sobachkin, G. Dumnov. *Numerical Basis of CAD-Embedded CFD*. [en ligne]. NAFEMS World Congress, 2003. Disponible sur : https://www.solidworks.com/sw/docs/Flow_Basis_of_CAD_Embedded_CFD_Whitepaper.pdf

- [22] Hefei Shengbang Electric Appliance Co. *No Frost Fin Tube Evaporator Coil for Home Appliance*. [en ligne].
- [23] Sonyabapu P. Shepal. *Comparative Study of Domestic Refrigerator by Using Parallel Coil and Helical Coil Condenser*. [en ligne]. IRJET, 2018. Disponible sur: <https://www.irjet.net/archives/v5/i3/irjet-v5i3465.pdf>
- [24] Esmail M. A. Mokheimer. *Comparative Analysis of Different Configuration Domestic Refrigerators: A Computational Fluid Dynamics Approach*. [en ligne]. Journal of Energy Resources Technology, 2015. Disponible sur : 10.1115/1.4030848
- [25] S.Hassan. *Numerical Study of Refrigerant Flow in Capillary Tube Using Refrigerant (R134a)*. Université de Mosul, 2011.
- [26] Deschamps, C.J. et al. *Heat and fluid flow inside a household refrigerator cabinet*. 20 the International Congress of Refrigeration, Sydney, Australia, 1999. [en ligne]. NAFEMS World Congress, 2003.
- [27] Kingston, P., Woolley, N. and Tridimas, Y. *Fluid flow and heat transfer calculations in a domestic refrigerator*. FIDAP UK User meeting, Fluent France SA, 1–11, 1994
- [28] AFNOR. *Household refrigerating appliances - Characteristics and test methods. Part 3*. NF EN 62552-3, 2015.

Annexes

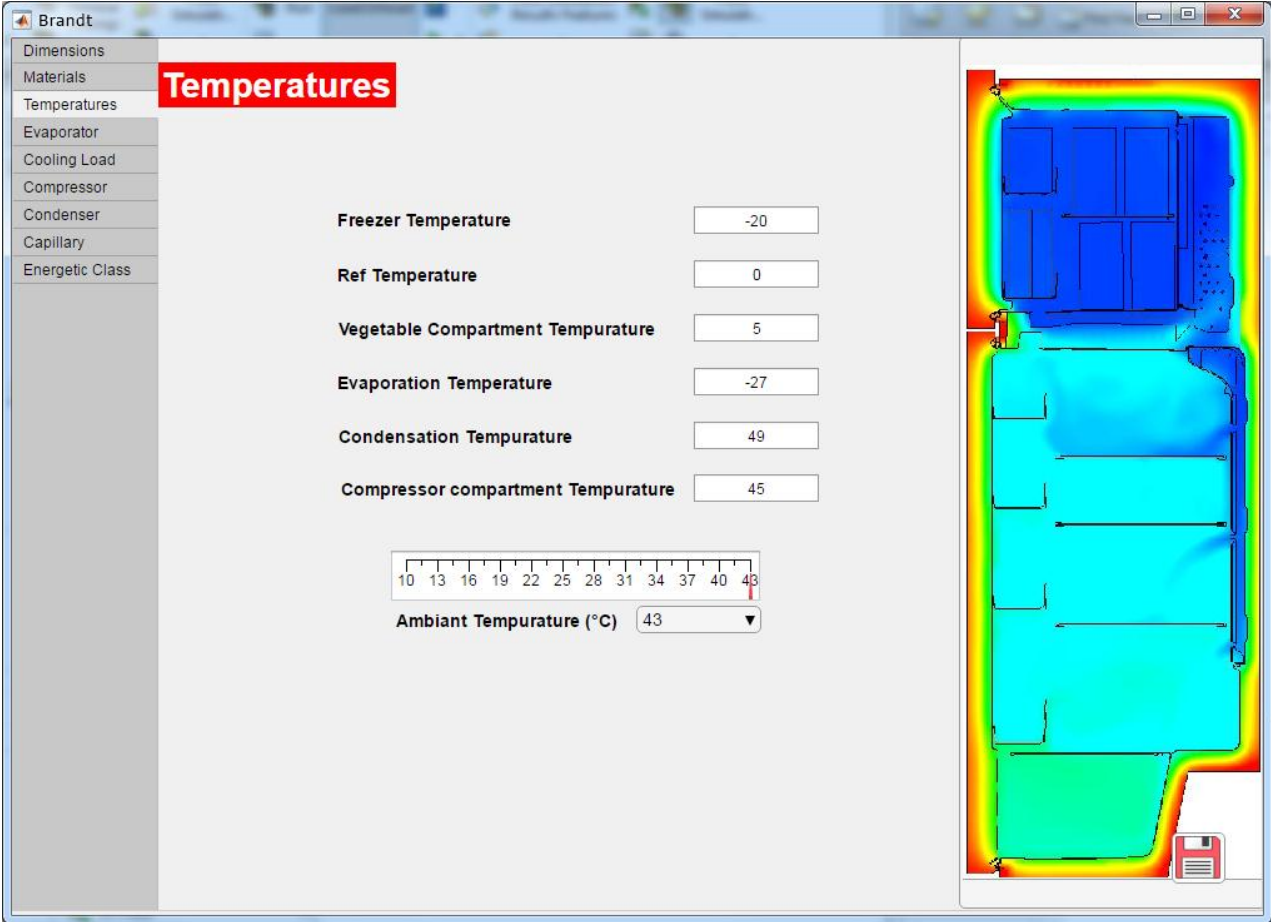


Figure 4. 1 : L'interface graphique