

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTRE DE L'ENSEGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



Université Abou Bakr Belkaid-TLEMCEM-

Faculté des sciences de l'ingénieur

Département de génie mécanique



Mémoire de Magister

Thème :

CONTRIBUTION A L'AMELIORATION DU SYSTEME
DE CLIMATISATION DES VOITURES DE
VOYAGEURS DE LA SNTF

Présenté par :

YOUCEF AHMED

Devant le jury composé de :

Président:	Mr. O.SEBBANE
Encadreur:	Mr. Y. KHADRAOUI
Examineurs:	Mr. A. ALIANE
	Mr. K. ALIANE

ANNEE UNIVERSITAIRE: 2010-2011



Dédicaces

Je dédie ce travail à mes très chers parents, votre courage, vos sacrifices ont été pour moi le meilleur soutien durant ce long parcours, veuillez trouver dans ce travail une grande reconnaissance pour ce que vous avez entrepris à mon égard, et un fruit de toutes vos prières et vos efforts.

A mes chers frères et sœurs.

A tous mes amis.

A tous mes collègues.



Youcef

Remerciements

*Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance et mes sincères remerciements à mon encadreur **Pr. Y. KHADRAOUI**, pour l'intérêt porté à mon travail, sa disponibilité, ses conseils précieux et surtout sa grande patience.*

*Nous tiens à remercierons Monsieur le **Pr. O. SEBBANE** pour avoir accepté d'évaluer ce travail, et qui nous fait l'honneur d'accepter la présidence du jury.*

*Nos vifs remerciements vont aussi à Monsieur **Dr. K. ALIANE** et Monsieur **Dr. A. ALIANE**, pour avoir accepté d'examiner ce travail et de prendre part au jury.*

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

SOMMAIRE

Introduction.....	3
CHAPITRE I Installation de conditionnement d'air	
I.1- Etat de l'art	5
I.2- Description de l'installation de conditionnement d'air	14
I.2.1- Principe	14
I.3- Description des principaux éléments.....	15
I.3.1- Gaine de reprise	15
I.3.2- Unité de conditionnement d'air	15
I.3.3- Groupe de condensation	16
I.3.4- Gains de distribution et de diffusion.....	18
I.3.5- Régulation de température	19
I.3.6 - Sonde de contrôle d'air soufflé (SAS).....	19
I.3.7 - Thermostat de préchauffage (THP)	19
I.3.8 - Thermostat d'air extérieur (THE).....	19
I.3.9 - Tableau de contrôle et de sécurité frigorifique	19
I.3.10 – Extracteurs	20
I.4 - Fonctionnement de l'installation de climatisation	20
I.4.1 - Le commutateur CO est place sur la position « ARRET ».....	20
I.4.2 - Le commutateur CO est place sur la position « VENTILATION »	22
I.4.3 – le commutateur CO est place sur la position « AUTOMATIQUE »	22
I.4.4 - défauts de fonctionnement en climatisation	27
I.4.4.1. Défaut de ventilation	27
I.4.4.2- Défaut de chauffage.....	28
I.4.4.3 - Défaut « froide ».....	28
CHAPITRE II Système de production du froid	
II.1 La théorie de la production du froide	29
II.2 Le compresseur semi- hermétiques.....	31
II.2.1 Généralités	32
II.2.2 Capacité de transport du compresseur	33
II.2.3 Capacité frigorifique.....	36
II.2.4 Puissance motrice du compresseur	37
II.3 Bilan énergétique	38
II.3.1 Bilan énergétique sur le compresseur	39
II.4 Le condenseur	39
II.4.1 Processus dans le condenseur	40
II.4.2 Puissance du condenseur	41
II.4.3 Pression de condensation.....	42
II.4.4 La construction de condenseur.....	42
II.5 Bilan énergétique sur le condenseur	44
II.6 Collecteur	44
II.7 Le détendeur	45
II.7.1 Principe	45
II.7.2 Soupapes de détente thermo réglable.....	46
II.7.3 Bilan énergétique sur le détendeur.....	48
II.8 L'évaporateur	48
II.8.1 Processus à l'intérieur de l'évaporateur	49
II.8.2 Puissance de l'évaporateur	49
II.8.3 Evaporateur à alimentation à air	52
II.9 Bilan énergétique sur l'évaporateur	53

II.10 La régulation.....	54
II.10.1 L'emplacement du thermostat d'ambiance	54
II.10.2 Le choix de la température de consigne	55
II.10.3 La régulation du compresseur.....	55
II.10.4 La régulation du condenseur.....	56
CHAPITRE III Evaluation thermique et dynamique de l'enveloppe	
III.1- But de l'isolation thermique	57
III.2- Caractéristiques générales des isolants	58
III.3- Formules de base pour calculer les déperditions	59
III.3-1 Flux de chaleur.....	59
III.3-1-1) Cas d'une paroi plane.....	60
III.3-1-2) Cas d'une paroi cylindrique.....	60
III.3-1-3) Cas de paroi composé.....	60
III.3-1-3-1) Cas de paroi plane	60
III.3-1-3-2) Cas de paroi cylindrique	61
III.3-2 Coefficient de conductivité.....	61
III.3-3 Coefficients d'échange superficiel	63
III.3-3-1) Coefficient d'échange superficiel interne hi	63
III.3-3-2) Coefficient d'échange superficiel externe he	64
III.3-4) Température de surface.....	65
III.4- Détermination de l'épaisseur de l'isolation.....	65
III.4-1) Épaisseurs en absence d'exigence particulière	65
III.4-2) Epaisseurs conditionnées par une exigence technique	66
III.5- Étude de l'isolation thermique dans les voitures	67
III.5-1 Les charges thermiques externes.....	67
III.5-1-1 Charge thermique par transmission à travers les parois (Q_{tr}).....	67
III.5-1-1-1 Charge thermique par transmission à travers le vitrage (Q_{vit}).....	69
III.5-1-2 Charge thermique par renouvellement d'air (Q_{re}).....	69
III.5-1-3 Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op})	71
III.5-2 Les charges thermiques internes	71
III.5-2-1 Charge thermique due a l'éclairage (Q_{ec})	71
III.5-2-2 Charge thermique due aux personnes (Q_{pe})	72
III.6 Simulation de la distribution de la vitesse est de la température dans la voiture	72
III.6.1. Description du problème	72
III.6.2. Discussion des résultats de simulation pendant l'été.....	74
III.6.2.1. Etude du champ dynamique dans la voiture de voyageurs.....	74
III.6.2.2. Etude du champ thermique dans la voiture de voyageurs.....	73
III.6.3. Discussion des résultats de simulation pendant l'hiver.....	81
III.6.3.1. Etude du champ dynamique dans la voiture de voyageurs.....	81
III.6.3.2. Etude du champ thermique dans la voiture de voyageurs.....	84
CHAPITRE IV Analyse des fluides frigorigènes	
IV.1 Définition	87
IV.2 Exigences imposées à un fluide frigorigène idéal	88
IV.2.1 Propriétés physiques.....	88
IV.2.1.1 Pression d'évaporation	88
IV.2.1.2 Pression de condensation.....	88
IV.2.1.3 Différence de pression	89
IV.2.1.4 Taux de compression	89
IV.2.1.5 Température finale de compression.....	89
IV.2.1.6 Solubilité dans l'eau.....	89

IV.2.1.7	Enthalpie d'évaporation et densité d'aspiration	89
IV.2.1.8	Miscibilité/Solubilité des lubrifiants	90
IV.2.2	Propriétés chimiques	91
IV.2.3	Propriétés physiologiques.....	91
IV.2.4	Impact sur l'environnement.....	91
IV.2.4.1	Potentiel de dégradation de l'ozone (ODP).....	91
IV.2.4.2	Potentiel d'effet de serre (GWP).....	92
IV.2.4.3	TEWI.....	93
IV.3	Pourquoi le changement.....	94
IV.3.1	Réchauffement de la planète	94
IV.3.2	Le trou dans la couche d'ozone.....	95
IV.3.3	Décret d'interdiction de HCFC.....	96
IV.4	Fluide frigorigène R 134a comparé à R 12.....	96
IV.6	Huiles de machines frigorifiques.....	97
IV.6.1	Polyglycol (PAG)	97
IV.6.2	Huiles esters	98
IV.7	Remplacement d'un fluide frigorigène	98
IV.7.1	Méthode de reconversion	99
IV.8	Changement de frigorigène.....	100
IV.8.1	Données du système avant changement.....	100
IV.8.1.1	Calcul des performances	102
IV.8.1.2	Performances après changement de fluide	103
	Conclusion	114
	Annexe A	
	Annexe B	

ملخص :

الزيادة في غازات الاحتباس الحراري وانخفاض سمك طبقة الأوزون لوحظ بقوة في السنوات الماضية، وغازات التبريد القديمة مسؤولة بقوة علي تلف طبقة الأوزون، ولان قطاع التبريد وتكييف الهواء منتشر ليس فقط في البلدان الصناعية ولكن أيضا في البلدان النامية اجمع المجتمع العلمي على حقيقة أن الوضع الراهن يبعث على القلق لأن العواقب واضحة وجلية تغير المناخ، والتصحر،

غازات التبريد الجديدة تفرض قيم جديدة للعمل (نسبة ضغط التدفق)، لهذا في هذا العمل قمنا بدراسة لتغيير غاز التبريد للجهاز الخاص بعربات نقل المسافرين مع المحافظة على نفس عناصر هذا الجهاز كما قمنا بدراسة رقمية لسلوك و ديناميكية الهواء و توزيع الحرارة داخل هذه العربات باستعمال برنامج « FLUENT »
الكلمة المفتاحية : غازات التبريد بعربات نقل المسافرين وتكييف الهواء

Résumé :

L'accroissement de l'effet de serre et la diminution de la couche d'ozone ont marqué ces dix dernières années, les gaz frigorigènes classiques tels que les CFC (chlorofluorocarbones), HCFC (hydrochlorofluorocarbones) participent respectivement à la destruction de la couche d'ozone et à l'effet de serre. Les secteurs du froid et de la climatisation sont des domaines en pleine expansion non seulement dans les pays industrialisés mais aussi dans les pays en voie de développement.

La communauté scientifique est unanime sur le fait que la situation actuelle est préoccupante car les conséquences sont déjà visibles : réchauffement planétaire, modifications climatiques, désertification, donc la résolution de ce problème est devenue une priorité pour le développement à long terme.

Les fluides frigorigènes de substitution imposent des nouvelles valeurs de fonctionnement (débit, taux de compression enthalpie...) dans les installations, pour ce la dans ce travail on va étudier pour le groupe de condensation du voitures de voyageurs, le passage d'un fluide frigorigène à un autre avant toute intervention sur l'installation dans le cas de garder les mêmes composants d'une installation frigorifique, et étudier numériquement à l'aide du code « FLUENT » le comportement dynamique et thermique de l'écoulement d'air à l'intérieur de l'espace voyageurs.

Mot clés : frigorigène, substitution, voiture de voyageurs, climatisation.

Abstract :

The increase in greenhouse gases and decreasing ozone have marked the past decade, the conventional refrigerant gases such as CFC (chlorofluorocarbones), HCFC (hydrochlorofluorocarbones) respectively involved in the destruction of the layer ozone and the greenhouse effect. The areas of refrigeration and air conditioning are growing areas not only in industrialized countries but also in developing countries. The scientific community is unanimous on the fact that the current situation is of concern because the consequences are already visible: global warming, climate change, desertification, thus solving this problem has become a priority for long-term development. Alternative refrigerants impose new operating values (flow, compression ratio enthalpy ...) in the facilities for the work we will in this study for the condensing of passenger cars, the passage of a refrigerant to another before working on the installation in the case to keep the same components of a refrigeration plant, and study numerically using the code "FLUENT" the dynamic and thermal air flow to inside the passenger compartment.

Key word: refrigerant, substitution, car of travellers, air-conditioning.

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Frigorigène :	6
Figure 2 : Le système de cycle d'air	9
Figure 3 : Installation du groupe de conditionnement d'air	10
Figure 4 : Circuit de l'air conditionné dans une remorque	11
Figure 5 : Schéma représentant la configuration de la convection de Rayleigh –Bénard .	12
Figure 6 : Schéma représentant les rouleaux de la convection de Rayleigh- Bénard	13
Figure (I.1): Gaine de reprise	14
Figure (I.2): L'évaporateur de l'installation	16
Figure (I.3): Le compresseur de l'installation	17
Figure (I.4): Le condenseur de l'installation	18
Figure (I.5): Tableau de sécurité frigorifique	20
Figure (I.6): Commutateur de fonctionnement	21
Figure (I.7): Armoire de défaut de fonctionnement	28
Figure (II.1) : Principe d'une machine frigorifique	29
Figure (II.2) : Diagramme de Mollier d'un fluide frigorifique	30
Figure (II-3) : Circuit schématique du fluide frigorigène	31
Figure (II-1) : Vue schématique du compresseur	33
Figure (II-2) : Espace résiduel d'un compresseur à piston	34
Figure (II-3) : Effet de l'espace nuisible	35
Figure (II-4) : Coefficient de rendement en fonction du taux de compression	35
Figure (II-5) : Puissance frigorifique on fonction de la température d'évaporation	36
Figure (II-6) : Besoins en énergie en fonction de la température d'évaporation	38
Figure (II-7) : Les zones du condenseur	40
Figure (II-8) : Echangeur de chaleur à lamelles et à tubes	43
Figure (II-9) : Construction du condenseur à lamelles et à tubes	43
Figure (II.10) : Le flux dans le condenseur	44
Figure (II-11) : Collecteur de l'installation frigorifique placé après le condenseur	45
Figure (II-12) : Processus de détente du fluide frigorigène	46
Figure (II-13) : Principe de détente thermostatique	47
Figure (II-15) : Schéma d'une soupape de détente thermostatique	48
Figure (II-16) : Processus à l'intérieur de l'évaporateur	49
Figure (II-18) : Evaporateurs à lamelles	53
Figure (II.19) : Bilan d'énergie sur l'évaporateur	54

Figure (II,20) : Evolution de la consigne en fonction de la température extérieure.....	55
Figure (II,21) : Régulation INVERTER	56
Figure (III.1) : Disposition de l'isolant	58
Figure (III.2): Variation de la conductivité thermique de divers isolants.....	59
Figure (III.3) : Détermination du coefficient F en fonction de la température moyenne de l'air et de la température de paroi	64
Figure (III.4) : Détermination de l'épaisseur e en fonction du diamètre intérieur D_i et du rapport $D_e \ln D_e / D_i$	66
Figure (III.5) : Vu en plan de la voiture	67
Figure (III.6) : Distribution du jet d'air en soufflage et aspiration	73
Figure (III.6) : Tracé des courbes des résidus	74
Figure (III.7) : Présentation du contour de la vitesse (m/s) dans les voitures de voyageurs.....	75
Figure (III.8) : Présentation du contour de la vitesse (m/s) dans la bouche d'aspiration ..	75
Figure (III.9) : Présentation du vecteur de vitesse dans la voiture de voyageurs.....	76
Figure (III.10) : contour de vitesse dans des sections longitudinales.....	77
Figure (III.11) : contour de vitesse dans des sections transversales	77
Figure (III.12) : Présentation du contour de température ($^{\circ}\text{K}$) dans la voiture de voyageurs	78
Figure (III.13) Présentation du contour de la température ($^{\circ}\text{K}$) dans la vue de face	78
Figure (III.14) contour de température dans des sections transversales.....	79
Figure (III.15) contour de température dans des sections transversales et longitudinales.....	79
Figure (III.16) : Tracé des courbes des résidus	81
Figure (III.17) : Présentation du contour de la vitesse (m/s) dans les voitures de voyageurs	82
Figure (III.18) : Présentation du vecteur de vitesse dans les voitures de voyageurs.....	82
Figure (III.19) : contour de vitesse dans des sections longitudinales.....	83
Figure (III.20) : contour de vitesse dans des sections longitudinales et transversales	83
Figure (III.21) : Présentation du contour de température ($^{\circ}\text{K}$) dans les voitures de Voyageurs	84
Figure (III.22). Présentation du contour de la température ($^{\circ}\text{K}$) sur la vue de face.....	85
Figure (III.23). Contour de température dans des sections transversales et Longitudinales	85
Figure (III.24) : Contour de température dans des sections transversales et longitudinales.....	86
Figure (IV.1) : Cycle de vie de CFC.....	88
Figure (IV.2) : Caractéristique d'oléosolubilité R 134a	90
Figure (IV.3) : Évolution de concentration en CO_2	93

Figure (IV.4) : Schéma simplifié du réchauffement planétaire	94
Figure (IV.5) : Le trou dans la couche d'ozone au pôle Sud.....	95
Figure (IV.6) : Circuit frigorifique fonctionnant au R12.....	101
Figure (IV.7) : Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R12	102
Figure (IV.8) : Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R134a	104
Figure (IV.9): Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R290	105
Figure (IV.10): Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R404a	107
Figure (IV.11): Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R717	108
Figure (IV.12): Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R600a	110
Figure (IV.13): Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R600	111

LISTE DE TABLEAU

Tableau 1: les valeurs de la COP en fonction de la température d'évaporation.....	5
Tableau 2 : Différents paramètres pour les deux agents de réfrigération.....	6
Tableau 3 : Paramètres thermodynamique pour les deux agents de réfrigération.....	7
Tableau 4 : Les valeurs des températures (°C) pour les points de cycle	8
Tableau 5 : évolution du COP en fonction de la charge en fluide frigorigène R-407C	8
Tableau 6 : Dégradation des performances d'un compresseur en fonction de la température de condensation	9
Tableau 7 : le coefficient de performance du système en fonction de la température ambiante	9
Tableau (III.1) : Conductivités thermiques des différents matériaux homogènes à 20 °C	63
Tableau (III.2) : Résistance thermiques superficielles des parois.....	68
Tableau (III.3) : Vitesse d'air des bouches de reprise.....	73
Tableau (IV-1): nomenclature est valeurs des GWP et ODP de quelques fluides frigorigènes	101
Tableau (IV.2): Paramètre thermodynamiques des agents frigorigènes.....	112

NOMENCLATURE

Abréviations

CFC	Chlorofluorocarbures
COP	coefficient de performance
GWP	Potentiel de réchauffement d'un gaz
HCFC	Hydrochlorofluorocarbure
HFC	Hydrofluorocarbure
ODP	Potentiel de dégradation de l'ozone
ppm	Partie par million

Lettres Latines

A	Rapport de forme	
c_L	Capacité thermique de l'air	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
D_i	Diamètre intérieur	mm
e	Epaisseur de l'isolation	mm
HR	L'humidité	%
h_i	Coefficient d'échange superficiel interne	$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$
h_e	Coefficient d'échange superficiel externe	$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$
h_r	Enthalpie de l'air de renouvellement	kJ/kg
h_r	Enthalpie de l'air extérieur	kJ/kg
h_a	Enthalpie de l'air dans la voiture	kJ/kg
l_p	Largeur de la porte	m
i	Nombre de luminaires	
K	Coefficient de transmission thermique	$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$
m_a	Débit massique d'air extérieur admis	kg/s
m_L	Flux massique de l'air	kg/s
m_R	Flux massique du fluide frigorigène	kg/s
Q_f	Puissance frigorifique	kW
(Q_{tr})	Charge thermique par transmission à travers les parois	W
(Q_{vit})	Charge thermique par transmission à travers le vitrage	W
(Q_{re})	Charge thermique par renouvellement d'air	W
(Q_{op})	Charge thermique par ouverture des portes	W
(Q_{ec})	Charge thermique due à l'éclairage	W
(Q_{pe})	Charge thermique due aux personnes	W
q_p	Quantité de chaleur dégagée par une personne	W
S	Surface de la paroi considérée	m^2

T	Température	K
T_e	Température d'évaporation	°C
T_c	Température de condensation	°C
T_a	Température ambiante	°C
V_a	Débit volumique de l'air extérieur	m³ /s
v	Vitesse du fluide dans la conduite	m/s
v	Température de la voiture exprimée	°C
V	Volume	m³
V_{V1}	Débit volumétrique d'aspiration réel	m³ /s
V_g	Débit volumétrique géométrique	m³ /s
W_c	Consommation énergétique	kW
Δh₀	Différence d'enthalpie dans l'évaporateur	kJ/kg
Δh	Déférence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air dans la voiture	KJ/Kg
Lettres grecs		
λ_c	Coefficient de rendement	m³ /m³
λ	Coefficient de conductivité	W /m.k
ρ_{air}	Masse volumique de l'air	kg/m³
τ_p	Temps d'ouverture des portes	s
τ	Durée de fonctionnement des luminaires	s
η_c	Rendement de condenseur	
Nombres adimensionnels		
Ra nombre de Rayleigh		
Nombre de Prandtl		

Introduction

Du fait de l'appauvrissement de la couche d'ozone stratosphérique et de l'augmentation de l'émission anthropique des gaz à effet de serre, les pays industrialisés se sont engagés, en signant le protocole de Montréal (1987) et de Kyoto (1997), à adopter des mesures limitant la dégradation de notre environnement. Cette dégradation est due notamment à la libération dans l'atmosphère des fluides frigorigènes du type chlorofluorocarbures (CFC), hydrochlorofluorocarbures (HCFC) et hydrofluorocarbures (HFC). On note que de ces adaptations le réchauffement planétaire diminué de 24% par rapport aux années 80.

Deux critères parmi d'autres permettent de quantifier l'impact d'un fluide frigorigène sur l'environnement :

- L'ODP (Ozone Depletion Potential ou potentiel de destruction d'ozone), généralement donné en se référant au CFC11.
- Le GWP (Global Warming Potential ou potentiel de réchauffement global), qui définit l'incidence relative sur l'effet de serre rapporté au CO₂ pour une certaine durée appelée durée d'intégration.

Dans une première étape, les CFC purs ou mélanges dont la production a été arrêtée depuis le 31 décembre 1994, ont été remplacés par des hydrochlorofluorocarbures ayant un ODP et un GWP plus faible. Cependant, le remplacement des CFC par des HCFC est temporaire, puisque le règlement prévoit la décroissance progressive de leur production puis une limitation de leur utilisation en 2015.

Dans ce contexte, le remplacement des CFC et des HCFC a conduit les laboratoires au niveau des universités et les industriels à effectuer des recherches sur les substituts, constitués soit de corps purs, soit de mélanges de fluides. Dans bon nombre d'applications, ces substituts ont été des hydrochlorofluorocarbures (HFC) répondant à différents critères tels que le respect de l'environnement, l'inflammabilité, la compatibilité avec les lubrifiants, l'obtention d'une puissance frigorifique équivalente, ayant un ODP nul, mais leur GWP est en général élevé. Il varie de quelques centaines dans le cas du R32 à quelques milliers pour le R134a et le R125.

Les mesures expérimentales souvent utilisées pour analyser les écoulements sont coûteuses. Alors, que la simulation qui est la résolution numérique des équations de la dynamique des fluides et du transfert de chaleur nous permet de visualiser les résultats d'un écoulement sur un simple écran d'ordinateur, en relevant des variables telles que la vitesse et la température.

Récemment le code fluent est devenu l'un des outils les plus utilisés pour la simulation de les phénomènes des écoulements dans le domaine de l'énergétique tant pour l'industrie que pour la recherche.

Ce travail a pour objectif l'étude de la faisabilité de substitution d'un fluide chlorofluorocarbure par un fluide hydrofluorocarbure pour l'installation de climatisation. Cette solution sera appliquée pour une période déterminée qui est fonction des installations existantes souvent coûteuses (les installations de climatisation anciennes montées dans les voitures de voyageurs). Cette étude est suivie par une simulation numérique de la convection forcée dans la voiture de voyageurs qui comporte une source surfacique de chaleur.

Le travail présenté comporte quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, on donne une description du fonctionnement de l'installation de conditionnement d'air d'une voiture de voyageurs de la SNTF.

Le deuxième chapitre est réservé à une présentation des bilans thermiques des différents composants du groupe de climatisation : Le compresseur, le condenseur, le détendeur et le système de l'évaporateur dans une voiture de voyageurs.

Le troisième chapitre couvre la détermination des charges thermiques et la simulation de la distribution de la température et la vitesse dans les voitures de voyageurs.

Le quatrième chapitre est consacré à l'étude des conditions d'utilisation des fluides frigorigènes tout en présentant une étude paramétrique de substitution de CFC R12 par HFC R134a et d'autres fluides frigorigènes pour les voitures de voyageurs.

Une conclusion générale est donnée en fin du document.

Chapitre 1

Installation de conditionnement d'air

I.1 Etat de l'art. Substitution des réfrigérants et Climatisation.

M.A. Alsaad, M.A. Hammad [1] ont effectué une étude expérimentale pour déterminer la performance d'un réfrigérateur quand un mélange de propane/butane est employé comme remplacement possible au réfrigérant traditionnel CFC 12. Les résultats de ces investigations montrent une réussite de ce mélange de propane/butane en tant que réfrigérant alternatif au CFC 12 dans des réfrigérateurs. Les conclusions suivantes sont faites:

- Le réfrigérateur a fonctionné d'une manière satisfaisante avec le GPL pendant plus de deux années sans aucune modification apportée au réfrigérateur.
- Des valeurs élevées de COP par rapport a celles du CFC 12.
- Aucun problème de fonctionnement n'a été produit avec le compresseur de réfrigérateur où avec l'huile de graissage.
- L'utilisation du GPL comme réfrigérant de rechange peut contribuer à la solution de problème d'épuisement de la couche d'ozone.

Fluide	$T_e = -11^\circ\text{C}$	$T_e = -4^\circ\text{C}$	$T_e = -2^\circ\text{C}$
R12	3,4	3,45	3,6
Propane/butane	3,48	3,55	3,7

Tableau 1: les valeurs de la COP en fonction de la température d'évaporation.

Dans leurs travaux, Tashtoush, M. Tahat, M.A. Shudeifat [2] ont mené une étude expérimentale sur le remplacement de R12 dans des réfrigérateurs domestiques par de nouveaux mélanges réfrigérants d'hydrocarbure / hydrofluorocarbon. Les paramètres et les facteurs affectant les caractéristiques de performance de ces réfrigérants, basées sur des données expérimentales ont été comparés à ceux de R12. En conclusion, les résultats prouvent que les mélanges de butane/propane/R134a fournissent d'excellents paramètres de performance, tels que le coefficient de performance du réfrigérateur, la puissance de compression, le rendement de condenseur, la pression de décharge de compresseur et la température. Le mélange de butane/propane/R134a, ne nécessite pas le changement de l'huile de graissage du compresseur utilisée avec R12.

Fluide	COP	$\eta_c(\%)$	$T_e(^{\circ}\text{C})$	$P_d(\text{Mpa})$	$T_d(^{\circ}\text{C})$
R12	3,5	42	-26	1,25	90
butane/propane/R134a	3,7	45	-32	1,1	84

Tableau 2 : Différents paramètres pour les deux agents de réfrigération.

Dans les travaux de Wimolsiri P. [3], il a été trouvé que les fluides avec vapeur sèche donnent un meilleur COP par rapport aux fluides à vapeur humide.

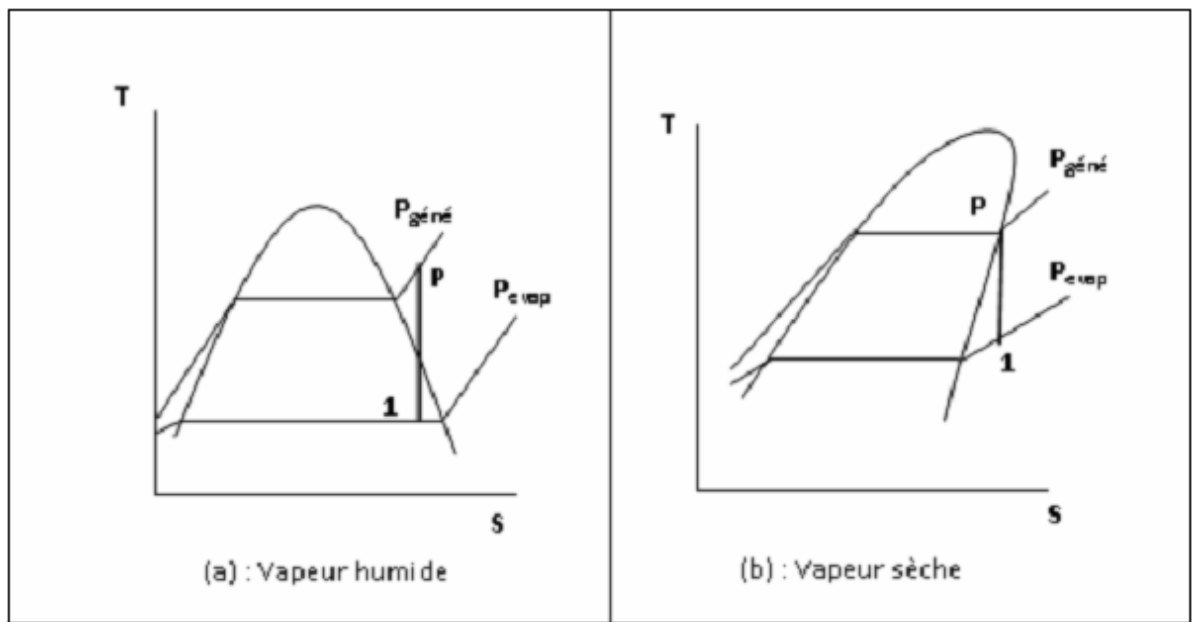


Figure 1: Frigorigène : (a) avec vapeur humide, (b) avec vapeur sèche.

Dans ses travaux, Halton [4] montre, dans des études expérimentales que le meilleur COP est obtenu par l'utilisation des fluides de très grande masse moléculaire.

Dans les travaux de Groll. D et les autres [5, 6, 7 et 8], les fluides halo-carboniques exemples (R142b, R114, R113, R141b) ont très utilisés, ils donnent des valeurs de COP supérieures par rapport aux autres fluides. Afin d'améliorer les performances du cycle de réfrigération à éjecteur, des mélanges des fluides frigorifiques sont utilisés, exemples (R22/RC118, R22/R142b, R22àR134a, R134a/R152a, RC318/R141b).

Sun [9] réalise des travaux qui montrent que le plus faible COP est donné par l'eau, alors que le R22 donne une meilleur COP sauf que l'utilisation de R22 est interdite (CFC).

Rogdakis et Alexis (2000) [10] montrent dans leurs études qu'une machine frigorifique fonctionnant avec l'ammoniac passe d'un COP qui varie entre 0.042 et 0.446.

Afin d'éliminer l'erreur analytique induite par la considération que la vapeur qui traverse l'éjecteur est un gaz parfait, Dinçer, Djebedjian et B. S [11, 12, 13] ont déterminés les propriétés thermodynamiques de la vapeur en tant que gaz. Cela a permis de se rapprocher du cas réel. Alors que dans leurs travaux, Abdel-Aal et al [14,15], montrent que les deux approches (gaz parfait – gaz réel) donnent les mêmes résultats. Chunnanond K. et Aphornratana S. et B.J. Huang S. [16,17,18] ont analysé l'influence de la température de l'évaporateur sur la performance du cycle de réfrigération à éjecteur. Quand la pression (ou la température) de l'évaporateur augmente, le COP du système et la pression critique de la condensation augmentent.

Dans leurs travaux, C. Aprea, F. de Rossi, A. Greco [19] mesurent de façon expérimentale les coefficients de transfert de chaleur moyens de R22 et de R407C dans un évaporateur (avec un diamètre interne de 20 mm) coaxial avec écoulement à contre-courant d'une installation frigorifique, le flux thermique était dans un éventail de 1,9 à 9,1 kW/m et le flux massique était dans un éventail de 30 à 140 kg/m² s. Les résultats montrent que le coefficient de transfert de chaleur de R22 est toujours plus élevé que celui de R407C.

Zehnder [20] (2004), un algorithme d'optimisation multi -objectifs est utilisé pour l'évaluation des mélanges pour le fonctionnement à haute température des pompes à chaleur air/eau, leurs résultats montrent que tous les mélanges obtenus contiennent des fluides inflammables.

Xu B. Chen JP. Qi ZG. Li F [21], mènent un travail expérimental sur la substitution. L'expérience est faite sur un banc d'essai de climatiseur conçu pour le R22 qui a été changé en R290 pour voir le changement des caractéristiques notamment, la consommation et les performances le long de cycle.

Réfrigérant	Q _e (W)	W _c (W)	COP
R22	3469	1021	3,4
R290	3205	882	3,63

Tableau 3 : Paramètres thermodynamique pour les deux agents de réfrigération.

Les résultats montrent une diminution de la capacité de refroidissement et de la consommation d'énergie de 7,6% ; 13,6% respectivement par rapport au R22. Le fonctionnement avec R290 donne un COP supérieur à 6,8% par rapport au R22. Le profil de température est présenté pour les points : 1.sortie du compresseur, 2. entrée condenseur, 3.sortie condenseur, 4. entrée de détendeur, 5. entrée évaporateur, 6. sortie évaporateur, 7. entrée compresseur. Le compresseur donne une température de décharge inférieure de 17,5 dans le cas du R290.

	1	2	3	4	5	6	7
R22	85	75	42	42	12,5	15	21
R290	67,5	60	41	41	12,5	15	20

Tableau 4 : Les valeurs des températures (°C) pour les points de cycle.

Ch Rahhal [22], étudie les techniques pour l'amélioration des cycles des pompes à chaleur air/eau pour le résidentiel, l'optimisation de la charge en fluide. Le système a été chargé avec une charge initiale de 3500 g puis il a été rempli progressivement par des quantités de 250 g. Le COP a été mesuré afin de déterminer la quantité optimale de fluide dans les conditions de fonctionnement.

R-407 (Kg)	3,5	3,75	4	4,25	4,5
COP	3,56	3,64	3,65	3,64	3,62

Tableau 5 : évolution du COP en fonction de la charge en fluide frigorigène R-407C.

Un manque de charge entraîne une diminution du COP due à des faibles pressions à l'aspiration du compresseur. D'autre part, une surcharge en fluide du système entraîne une forte baisse du coefficient d'échange du condenseur (la phase liquide occupe une part significative du volume interne du condenseur) et une augmentation rapide de la haute pression. Ceci entraîne une forte chute de COP de la PAC. Une stabilisation plus claire est remarquée pour une charge comprise entre 3,75 et 4,25 kg pour cet intervalle, on peut considérer que la PAC est correctement chargée.

L'étude suivante J.P Nidoutoum [23] traduit en chiffre les effets négatifs de la variation de la température de condensation. Les conditions de fonctionnement d'un même compresseur semi hermétique pour une température de condensation en A=35°C et en B=45°C. La puissance frigorifique souhaitée est de 100 kW.

Situation	Fluide	T_e (°C)	T_c (°C)	Q_f (kW)	W_c (kW)	COP
A	R-22	-10	35	101,5	33,2	3,06
B	R-22	-10	45	88,04	36,75	2,4

Tableau 6 : Dégradation des performances d'un compresseur en fonction de la température de condensation.

En plus de ne pas développer la puissance frigorifique attendue de 100 kW, la consommation énergétique est supérieure de 10 % aux conditions normales de fonctionnement, l'efficacité énergétique diminue de 20%.

L'article de Xiaoxin Wang et al [24] discute une substitution possible d'un système de compression vapeur conventionnelle par un système d'air pour des applications de transport. L'air est un fluide totalement environnemental. Cela ne mène pas à l'épuisement de la couche d'ozone ou au chauffage global.

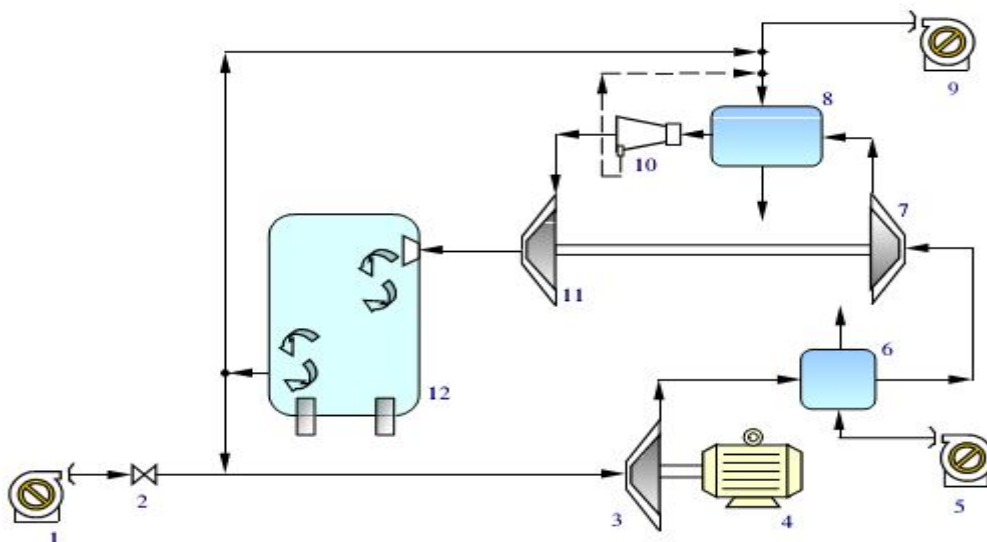


Figure 2 : Le système de cycle d'air.

1 ventilateur; 2 valve; 3 compresseur; 4 moteur; 5 ventilateur ; 6 échangeur de chaleur; 7 Compresseur; 8 échangeur de chaleur; 9 ventilateur; 10 séparateur d'eau 10; 11 turbine ; 12 véhicule.

HR (%)	$T_a=31^\circ\text{C}$	$T_a=33^\circ\text{C}$	$T_a=35^\circ\text{C}$	$T_a=37^\circ\text{C}$	$T_a=39^\circ\text{C}$
65	0,92	0,87	0,82	0,77	0,74
75	0,94	0,88	0,83	0,8	0,76
85	0,94	0,9	0,85	0,81	0,76

Tableau 7 : le coefficient de performance du système en fonction de la température ambiante.

Le tableau montre une augmentation du COP avec l'augmentation d'humidité est une diminution de ce coefficient avec l'augmentation de la température. Le système convient aux navires de transport, tels que des trains et des bateaux.

Dans les travaux de Bernard J. [25], la climatisation est réalisée à l'aide d'équipements de type aéronautique qui n'utilisent que l'air comme agent d'échange de température. Le système présente un certain nombre de caractéristiques favorables: une masse et un encombrement faible, une vitesse d'air importante permettant d'utiliser des gaines de distribution de faible diamètre et la possibilité d'une mise en température des compartiments en un temps plus court.

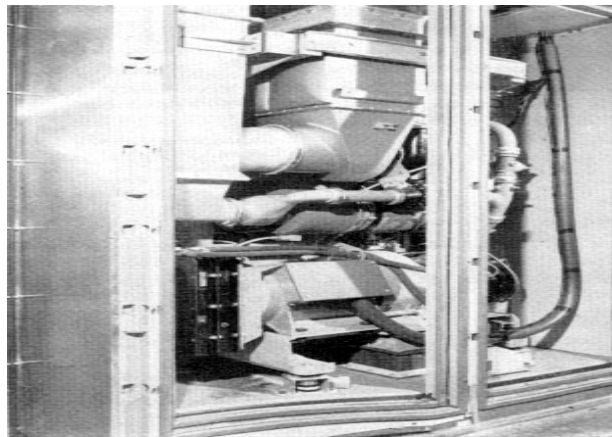


Figure 3 : Installation du groupe de conditionnement d'air.

Dans les travaux de J. Phranc [26], l'air aspiré est distribué dans le compartiment par un réseau de gaines placé à l'intérieur des porte-bagages. Cet air est uniformément soufflé dans le compartiment par l'intermédiaire de diffuseurs montés dans le nez de porte-bagages, une partie de cet air peut être dirigée au gré du voyageur directement sur lui-même par une bouche individuelle de ventilation.

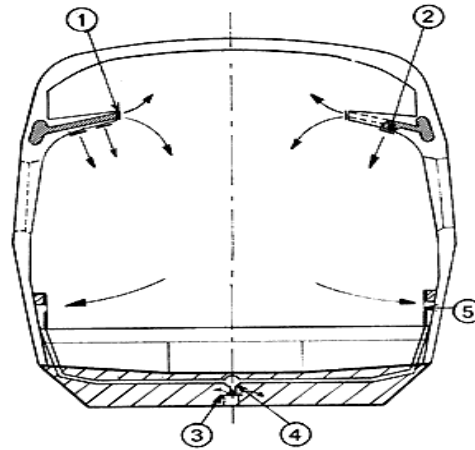


Figure 4 : Circuit de l'air conditionné dans une remorque.

1. Diffuseur de porte-bagages. 2. Bouche individuelle. 3. Soupape de décharge.
4. collecteur. 5. Reprise.

Chu, Churchill [27] furent les premiers à étudier la convection naturelle au sein d'une cavité rectangulaire bidimensionnelle munie d'une source de chaleur discrète. Avec des parois horizontales thermiquement isolées, une paroi verticale froide isotherme et une source de chaleur installée sur l'autre paroi verticale, ils ont obtenu numériquement la position de la source qui optimise le transfert thermique, en fonction du nombre de Rayleigh. Cette position optimale se trouve près du centre de la paroi verticale, mais glisse légèrement vers le bas à mesure que le nombre de Rayleigh augmente. Turner, Flack [28] fait une étude expérimentale pour confirmer les prédictions des travaux [27] et en plus de les étendre à des nombres de Rayleigh plus élevés. Ainsi, la hauteur optimale du centre de la source par rapport à la hauteur de l'enceinte pour $10^5 < Ra < 6.10^6$ a été trouvée égale à 0,4.

Chadwick et Heaton [29] a apporté plus de précision sur la position optimale d'une source lorsqu'elle dégage un flux de chaleur uniforme. Après avoir examiné, expérimentalement et par simulation numérique, trois positions différentes, ils ont constaté que la position la plus basse (2/10 de la hauteur) conduisait au meilleur transfert de chaleur.

Un autre travail expérimental M. Keyhani et al [30] porte sur une enceinte munie de 11 sources à flux de chaleur uniformes. Les résultats montrent qu'il est avantageux

d'utiliser des sources discrètes plutôt qu'une paroi chauffée uniformément afin d'optimiser le transfert de chaleur.

Ho, Chang [31] ont examiné numériquement l'effet du rapport de forme ($1 < A < 10$) sur le transfert de chaleur dans une enceinte munie de 4 sources équidistantes à flux de chaleur uniformes. Leurs résultats montrent que l'augmentation du rapport de forme conduit à une diminution substantielle du transfert de chaleur, ce qui fait augmenter les températures des sources de chaleur. Cependant, ils ont remarqué que cet effet diminue lorsque le nombre de Rayleigh est augmenté.

Les résultats expérimentaux de Shigeo, Bejan [32] ont effectivement démontré que l'effet du nombre de Prandtl est négligeable lorsque ce dernier est de l'ordre de l'unité ou plus. De cette synthèse, il apparaît clairement que pour un nombre de Rayleigh donné, le transfert de chaleur atteint un maximum pour un certain rapport de forme optimal. Pour $Ra \sim 10^5$, le maximum se trouve autour de $A = 1$ et il se déplace vers des valeurs plus faibles du rapport de forme lorsque le nombre de Rayleigh est augmenté.

N. Ibrir [33] étudie une cavité qui est chauffée par le bas et refroidie par le haut et correspond à la configuration de la convection de Rayleigh Bénard qui traite de la stabilité et le mouvement d'un fluide confiné entre deux plaques horizontales qui sont maintenues à des températures uniformes et distinctes.

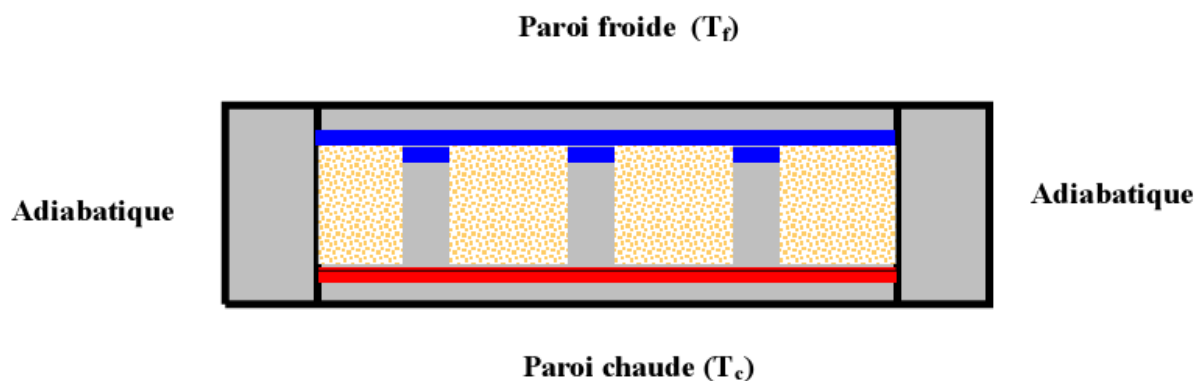


Figure 5 : Schéma représentant la configuration de la convection de Rayleigh –Bénard.

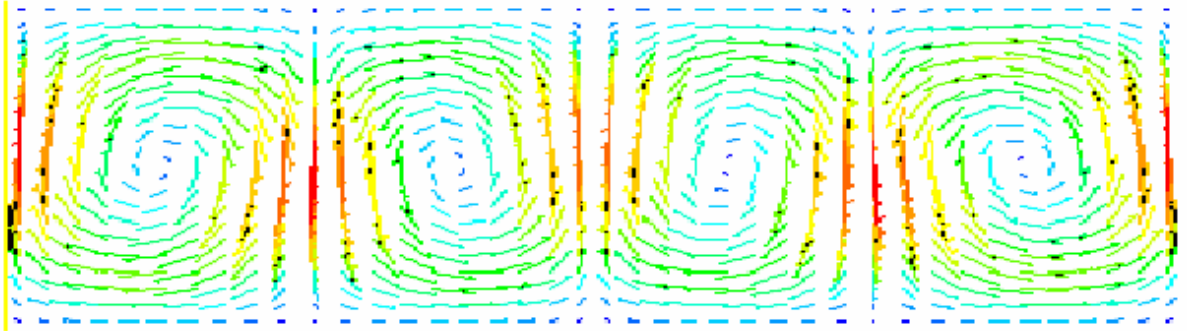


Figure 6 : Schéma représentant les rouleaux de la convection de Rayleigh- Bénard. Au-delà d'une valeur critique de l'écart de température appliqué, des rouleaux contra-rotatifs, d'axes horizontaux apparaissent au sein du fluide, il y a donc un seuil de convection au-delà duquel le transfert de chaleur se fait par convection.

A la lumière de cette recherche bibliographique sur la substitution des CFC par les HCFC et autres, on constate que le CFC qui a eu le plus large champ d'application avec tous les types de compresseur (réfrigération domestique, commerciale et industrielle, conditionnement d'air, refroidissement de liquide, pompes à chaleur) a été remplacé par le HFC dont les propriétés en termes de pressions de fonctionnement et de performances sont très voisines.

Un système de conditionnement d'air est généralement composé de trois éléments :

- Le dispositif de traitement d'air : traite l'air du point de vue thermique et de la qualité et met l'air en mouvement.
- La régulation agit sur les différents paramètres pour maintenir les valeurs mesurées proches du confort désiré.
- Le réseau aéraulique assure les liaisons entre le dispositif de traitement d'air et les locaux desservis.

I.2- Description de l'installation de conditionnement d'air :

I.2.1- Principe :

L'air neuf est aspiré de l'extérieur sur la face de la voiture, sous une baie à travers une persienne à chicanes.



Figure (I.1): Gaine de reprise.

L'air recyclé est repris à l'intérieur de la voiture à travers des grilles placées en long - pan dans l'espace voyageurs.

Pendant les périodes de préchauffage, c'est-à-dire tant que la température intérieure reste inférieure à +18°C, la totalité de l'air traité est recyclé.

La reprise d'air est assurée par un volet de recyclage commandé par un servo - moteur (SMO) sous la dépendance de deux thermostats palpant l'un THE : la température extérieure et l'autre THP : la température de l'espace voyageurs.

L'air passe dans un caisson de détente, il est ensuite filtré, puis éventuellement réchauffé ou refroidi suivant la demande de la régulation et pulsé dans les gaines de distribution sous châssis calorifugées, il est ensuite diffusé dans des gaines en long pan munies de diffuseurs dans l'espace voyageurs, ainsi que de dispositifs de soufflage sous les sièges.

L'extraction de l'air vicié est assurée par deux extracteurs électriques disposés en pavillon dans les W.C en dehors des périodes de préchauffage.

I.3- Description des principaux éléments :

I.3.1- Gaine de reprise :

Cette gaine assure la reprise d'air intérieur contre la face de la voiture.

I.3.2- Unité de conditionnement d'air :

L'unité comporte deux sous ensembles assemblés rigidement.

Le caisson de mélange comprend :

- Une sonde de pente (SP).
- Un thermostat d'air extérieur (THE).
- Un thermostat de préchauffage (THP).
- Un volet de recyclage commandé par un servo - moteur (SMO).
- Un préfiltre métallique et un filtre d'air accessibles pour nettoyage par une trappe.

L'unité de traitement d'air constituée d'une tôle partiellement calorifugée comprend :

- Un évaporateur avec les caractéristiques de construction :
Diamètre du tube : $D=1,27\text{cm}$.
Ailettes : en aluminium avec 0,15mm d'épaisseur.
Espace entre ailettes : 2,54mm.

Pression maximal : $P_{\max} = 30\text{bar}$.



Figure (I.2): L'évaporateur de l'installation.

- Un séparateur de gouttes.
- Un réchauffeur d'air (RECA) électrique d'une puissance nominale de 30 KW, un panneau anti rayonnant est fixé devant ce réchauffeur.
- Un thermostat de sécurité (THS) destiné à détecter une surchauffe éventuelle dans le groupe et à provoquer l'arrêt de l'installation.
- Un groupe moto ventilateur (MV) assurant un débit d'air de $3200\text{m}^3/\text{h}$ et dont la puissance électrique consommée est de 1.2 KW.
- Un pressostat d'air (PA) destiné à vérifier le fonctionnement effectif du ventilateur.

I.3.3- Groupe de condensation :

Ce groupe se compose d'un châssis mécano - soudé comportant les éléments suivants :

- Un compresseur (CP) hermétique monté sur plots élastiques et relié par flexibles au circuit frigorifique dont les caractéristiques de construction sont les suivantes :

Alésage $D = 10 \text{ cm}$.

Course $c = 8 \text{ cm}$.

Nombre de cylindres $n = 4$.

Vitesse de rotation $N = 1450 \text{ tr/ min}$.

Il est muni d'une résistance de carter (REC) consommant 100W.



Figure (I.3): Le compresseur de l'installation.

- Un condenseur, batterie composée de tubes cuivre avec ailettes aluminium avec les caractéristiques de construction :

Diamètre du tube : $D = 0,98 \text{ cm}$.

Ailettes : en aluminium avec 0,18mm d'épaisseur.

Espace entre ailettes : 3,17mm.

Pression maximal : $P_{\text{max}} = 30 \text{ bar}$.



Figure (I.4): Le condenseur de l'installation.

- Trois moto - ventilateurs (CDI, CD2, CD3) de ventilation du condenseur montée en bout d'arbre d'un moteur de puissance absorbée de 1,25 Kw.

Les caractéristiques de construction son les suivants :

Type : axial.

Diamètre extérieur : $D = 600\text{mm}$.

N° des pales : $n = 5$.

Angle d'inclinaison : $\beta = 30^\circ$.

Vitesse de rotation : $N = 1400 \text{ tr/ min}$.

Température de fonctionnement : -30°C à 70°C .

- une bouteille accumulatrice de R12 avec voyant.
- Un filtre déshydrateur anti - acide a cartouches remplaçables.
- Des vannes d'isolement.
- Une vanne de charge de l'installation.

I.3.4- Gaines de distribution et de diffusion :

Les gaines de distribution sous châssis sont réalisées en acier galvanisé et calorifugées.

Elles alimentent les gaines de diffusion en long-pan, munies de diffuseurs sous les baies dans l'espace voyageurs ainsi que de dispositifs de soufflage sous les sièges.

I.3.5- Régulation de température :

La régulation automatique de la température intérieure est assurée par un régulateur (RGCD) associé à une sonde extérieure, une sonde d'air soufflé, une sonde de pente et quatre sondes d'ambiance.

Le régulateur agit en tout ou rien sur la commande du réchauffeur et de la réfrigération pour maintenir constante la température intérieure de l'espace voyageurs au niveau de la température de consigne indexée lorsque la température extérieure est inférieure à la valeur d'enclenchement de la loi de pente et pour faire évoluer la température intérieure T_i en fonction de la température extérieure T_e suivant la loi :

$$T_i = 20 + \frac{T_e - 20}{2} \text{ lorsque la température extérieur } T_e \text{ est supérieure à la valeur}$$

d'enclenchement de la loi de pente.

I.3.6 - Sonde de contrôle d'air soufflé (SAS) :

Cette sonde est disposée dans la gaine d'air.

I.3.7 - Thermostat de préchauffage (THP) :

Ce thermostat est disposé dans le caisson. Il est destiné à commander la fermeture du volet de recyclage sur l'air neuf et le non fonctionnement des extracteurs tant que la température intérieure est inférieure à 18°C.

I.3.8 - Thermostat d'air extérieur (THE) :

Ce thermostat à deux étages est disposé dans la gaine d'aspiration de manière à ce que son bulbe soit influencé par l'air neuf introduit dans la voiture. Il est destiné à commander l'enclenchement de la loi de pente du régulateur lorsque la température extérieure atteint la valeur d'enclenchement de la loi de pente et la fermeture de l'un des volets sur l'air neuf, réduisant ainsi le débit d'air neuf de 1380 m³/h à 1260 m³/h lorsque la température extérieure est supérieure à 26°C.

I.3.9 - Tableau de contrôle et de sécurité frigorifique :

Ce tableau est monté en armoire à l'intérieur de la voiture, il assure le contrôle et la sécurité du circuit frigorifique.

Il comprend montés sur un châssis :

- Les manomètres de contrôle HP et BP.
- Les pressostats combinés HB - BP :
 - De sécurité (à réarmement manuel).
 - De commande des ventilateurs du condenseur et des réductions de puissance du compresseur.
- Le pressostat BP de démarrage à vide du compresseur.
- Les vannes d'arrêt frigorifiques.

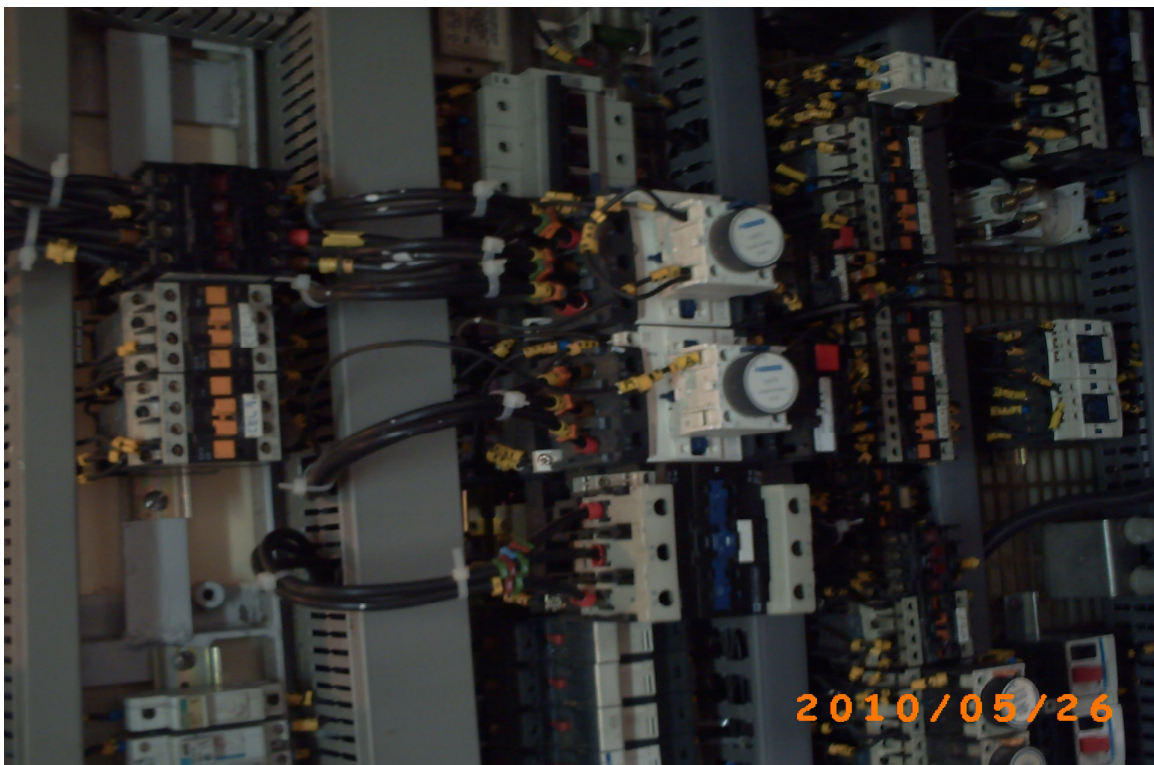


Figure (I.5): Tableau de sécurité frigorifique.

I.3.10 - Extracteurs :

Chaque extracteur, monté en battant de pavillon d'un WC, se compose d'une hélice de 12 pouces, montée en bout d'arbre d'un moteur de 100W-1500tr /mn.

Le débit d'air évacué est d'environ 600m³/h par extracteur.

I.4 - Fonctionnement de l'installation de climatisation :

I.4.1 - Le commutateur CO est place sur la position « ARRET » :

L'installation de climatisation ne peut fonctionner.

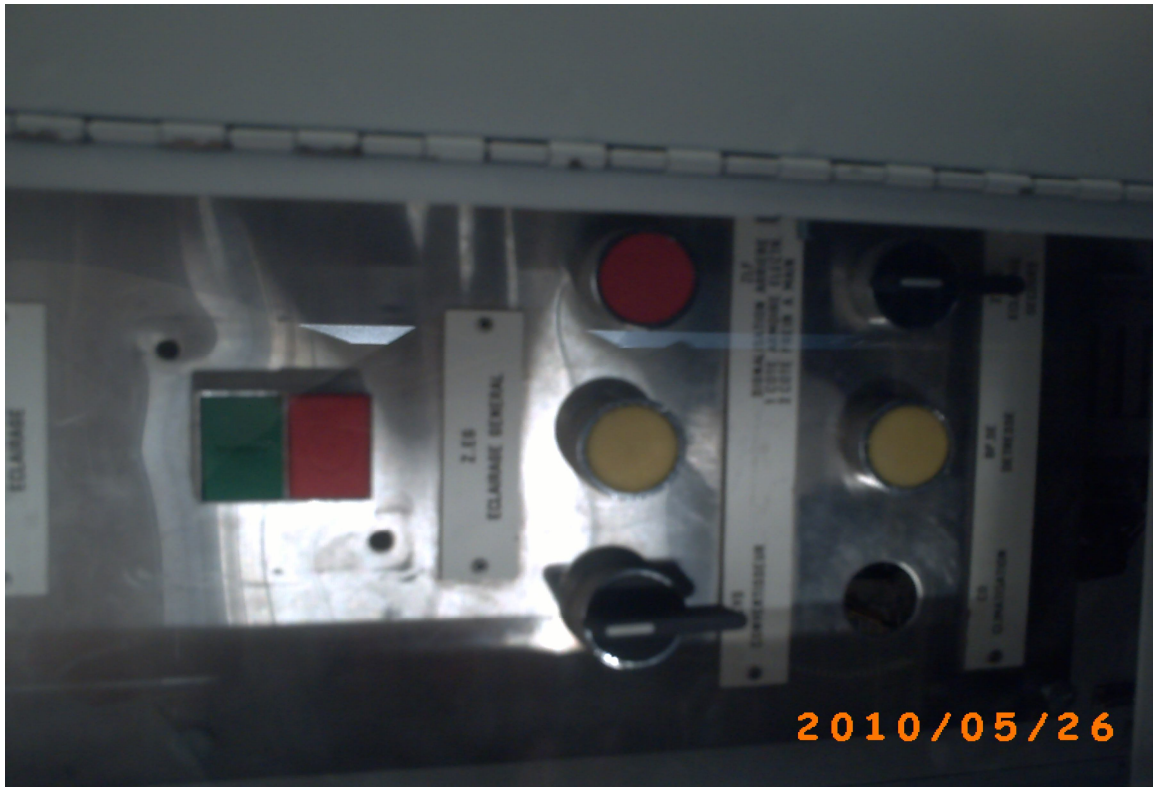


Figure (I.6): Commutateur de fonctionnement.

Dans la mesure où le générateur fonctionne et que le commutateur de puissance autorise l'alimentation de l'armoire d'appareillage électrique, le relais de « Présence Tension » QPT est excité et permet d'alimenter le voyant de signalisation « Présence Tension » LT .

De même, le relais de « Temporisation Chaîne de Sécurité » QTS est excité et permet de court-circuiter la « Chaîne de Sécurité » pendant 3 secondes par l'intermédiaire d'un contact à ouverture temporisé à l'action QTS.

Le relais « Sécurité Froid » QSF est excité. Ensuite, si toutes les sécurités liées au circuit frigorifique (HP1 - BP1, pressostat de sécurité IPSO. protecteur thermique QLCP. contact du relais thermique du compresseur HCP. contact sectionneur du compresseur) sont fermées, il y a auto - alimentation du relais de « Sécurité Froid » QSF lorsque le contact à ouverture temporisé à l'action QTS change d'état.

Tant que le relais de « Sécurité Froid » QSF est excité, le voyant de signalisation « Défaut Froid » LDF ne pourra être alimenté.

La résistance de carter du compresseur REC est aussi alimentée lors de la « Présence Tension »

L'alimentation de REC sera interrompue par le contact à ouverture CCP lors de démarrage du compresseur.

I.4.2 - Le commutateur CO est place sur la position « VENTILATION » :

Le servo-moteur SMO est alimenté en permanence de manière à pouvoir manoeuvrer le volet, situé dans l'unité de conditionnement, en position « Entrée d'Air Neuf Maxi ».

Cette alimentation permanente du SMO est fournie par un convertisseur statique. Deux cas de fonctionnement sont à envisager selon la valeur de la tension batterie détectée par le relais à minimum de tension RTE :

a) la tension batterie est $>20V$:

Le relais à minimum de tension RTE est excité. Son contact à fermeture permet d'exciter le contacteur du moto - ventilateur de soufflage CMV1 ainsi que le contacteur des motos - ventilateurs d'extraction CMV2.

La pression de l'air ferme le contact PA du pressostat d'air placé dans une gaine de soufflage : ce contact alimente le relais de « Sécurité Ventilation » QSV et le voyant de signalisation « Ventilation » LV s'allume.

En cas de panne sur le circuit de ventilation, le contact PA s'ouvre et le voyant de signalisation « Défaut Ventilation » LDV s'allume par le déclenchement du relais de « Sécurité ventilation » QSV.

b) la tension batterie est $<20V$:

Le relais à minimum de tension RTE n'est plus excité, ce qui provoque l'ouverture du contact et le déclenchement du contacteur du moto - ventilateur de soufflage CMV1, du contacteur des moto - ventilateurs d'extraction CMV2 et du relais de « Sécurité Ventilation » QSV. Le voyant de signalisation « Défaut Ventilation » LDV s'allume par la mise au repos du contact QSV.

La coupure de l'alimentation du moto - ventilateur de soufflage MV et des moto - ventilateurs d'extraction MVE1 et MVE2 a pour but d'éviter de faire fonctionner l'installation en chauffage ou réfrigération à un trop faible débit d'air, et de plus de décharger la batterie BA.

I.4.3 – le commutateur CO est place sur la position « AUTOMATIQUE » :

La tension batterie est $> 20 V$, le relais à minimum de tension RTE est excité, son

contact à fermeture permet d'exciter le contacteur du moto - ventilateur de soufflage CMV1 ainsi que le contacteur des moto - ventilateurs d'extraction CMV2 sachant que le contact à ouverture QP reste fermé dans la mesure où ne pourra s'effectuer le basculement du contact du thermostat de préchauffage THP. ($T_i < 18^\circ \text{C}$) provoquant l'excitation du relais de préchauffage QP.

Par conséquent, nous obtenons le fonctionnement du moto - ventilateur de soufflage MV ainsi que le fonctionnement des moto - ventilateurs d'extraction MVE1 et MVE2. La pression de l'air ferme le contact PA du pressostat d'air placé dans une gaine de soufflage : ce contact alimente le relais « Sécurité Ventilation » QSV et le voyant de signalisation « Ventilation » LV s'allume.

En cas de panne sur le circuit de ventilation, le contact PA s'ouvre et le voyant de signalisation « Défaut Ventilation » LDV s'allume par le déclenchement du relais de « Sécurité Ventilation » QSV.

Si le générateur triphasé 380 V fonctionne, ainsi que le circuit ventilation, deux contacts à fermeture QPT et QSV permettent l'alimentation du régulateur de température RGCD qui, selon les informations données par les sondes intérieures SI, la sonde de pente SP puis le thermostat d'air extérieur THE établit l'un des 3 cas de fonctionnement de climatisation suivant :

a) Le régulateur de température RGCD « demande du chauffage » :

Le contact « Demande Chaud » DC se ferme et alimente le relais de « commande chauffage » QCH, un contact à fermeture alimente le voyant de signalisation « Chauffage » LCH, est alimente le contacteur du réchauffeur d'air CRECA qui permet la mise en service du réchauffeur d'air électrique RECA.

- Si la température au niveau du réchauffeur électrique RECA venait à monter par suite d'une diminution du débit d'air due à un filtre encrassé par exemple, le thermostat de sécurité THS basculerait et viendrait alimenter le relais de « sécurité chauffage » QSCH (un contact à ouverture QSCH couperait l'alimentation du contacteur de chauffage CRECA, un contact à fermeture QSCH alimenterait un voyant de signalisation « défaut chauffage » LDCH, un contact à ouverture QSCH permettrait l'extinction du voyant de signalisation

« Chauffage » LCH, un contact à fermeture QSCH permettrait de mémoriser le « Défaut Chauffage » en auto - alimentant le relais de « sécurité chauffage » QSCH). Il y aurait possibilité de réarmement du circuit « Chauffage » en positionnant le commutateur CO sur « ARRET » puis ensuite sur « AUTOMATIQUE ».

La commande du servo - moteur SMO, destiné à manoeuvrer le volet de recyclage en air neuf offre 3 possibilités de réglages de la répartition des débits d'air extérieur et intérieur. A cet effet, trois bornes du servo - moteur devront être alimentées indépendamment de manière à obtenir ces trois possibilités de recyclage en air neuf qui sont :

- Air neuf mini correspondant à la borne C2.
- Air neuf réduit correspondant à la borne A4.
- Air neuf maxi correspondant à la borne B3.

En fonction de la température intérieure et extérieure de la voiture détectée par le thermostat de préchauffage THP réglé à 18°C ($T_i < 18^\circ\text{C}$) et le thermostat d'air extérieur THE réglé à 26°C ($T_e < 26^\circ\text{C}$), on obtiendra les trois cas de fonctionnement du servo - moteur SMO.

- Si la température intérieure est $< 18^\circ\text{C}$, quelque soit la température extérieure ($T_e < 26^\circ\text{C}$ ou $T_e > 26^\circ\text{C}$), le thermostat de préchauffage THP bascule et alimente le relais de préchauffage QP qui en fermant son contact autorise l'alimentation de la borne C2 du servo - moteur SMO : le volet de recyclage en air neuf se positionne sur « Air Neuf mini ». De plus, un contact à ouverture QP coupe l'alimentation des moto - ventilateurs d'extraction MVE1 et MVE2 par le déclenchement du contacteur CMV2. Cela à pour but d'accélérer le préchauffage de l'air à l'intérieur de la voiture.
- Si la température intérieure est $> 18^\circ\text{C}$ et la température extérieure est $< 26^\circ\text{C}$, le thermostat de préchauffage THP et le thermostat d'air extérieur THE ne changeant pas d'état, permettent d'alimenter la borne B3 du servo - moteur SMO, le volet de recyclage en air neuf se positionne sur « Air Neuf Maxi ».

- Si la température intérieure est $> 18^{\circ}\text{C}$ et la température extérieure est $> 26^{\circ}\text{C}$, le thermostat de préchauffage THP est au repos, tandis que le thermostat d'air extérieur THE changeant d'état, autorise l'alimentation de la borne A4 du servo - moteur SMO, le volet de recyclage en air neuf se positionne sur « Air Neuf réduit ». Cela a pour but d'éviter de faire entrer trop d'air chaud lorsque la réfrigération fonctionne.

b) Le régulateur de température RGCD « demande de la réfrigération » :

Le contact « Demande Froid » DF se ferme, le relais de « Sécurité Froid » QSF est excité et un contact à fermeture QSF autorise l'alimentation du relais « Froid » QSF. Un contact à fermeture QF permet d'alimenter le voyant de signalisation « Froid » LF, ainsi que le relais de « Temporisation de démarrage des compresseurs » QTD, est excite l'électrovanne d'égalisation des pressions HP et BP au compresseur EVEP, cela pendant une durée de 10 secondes grâce au contact à ouverture temporisé à l'action QF. Lorsque l'alimentation de l'électrovanne d'égalisation des pressions EVEP est coupée après l'écoulement de la temporisation de 10 secondes, le démarrage du compresseur CP a lieu en excitant le contacteur du compresseur CCP par l'intermédiaire d'un contact à fermeture temporisé à l'action (10 secondes) QF et d'un contact à fermeture temporisé à l'action (de 10 s à 60 s) QTD.

Ce sera ensuite le relais de « Temporisation du démarrage des compresseurs » QTD qui permettra l'alimentation du contacteur du compresseur CCP, mais avec un temps différent pour chaque voiture afin d'éviter le démarrage simultané de toutes les installations.

Pour éviter un courant d'appel trop important au démarrage du compresseur, un dispositif de réduction de puissance a été prévu, lorsque le contact à fermeture CCP est enclenché, les relais de temporisation QT1 et QT2 sont simultanément excités et permettent l'alimentation de deux électrovannes de réduction de puissance VE1 et VE2 obligeant le compresseur à fonctionner sur 2 cylindres pendant 2 secondes et sur 4 cylindres pendant les 2 autres secondes.

Au bout de 4 secondes, le contact temporisé QT2 bascule et vient alimenter les pressostats de régulation frigorifique, 4 cas de régulation sont alors possibles suivant

les valeurs de pression de condensation et d'évaporation détectées par les pressostats HP et BP de ventilation du condenseur.

La pression de condensation devient >15 bar :

Le contact entre les bornes du pressostat se ferme et dans la mesure ou le disjoncteur de protection est fermé. Le contacteur du moto - ventilateur est excité : le moto - ventilateur fonctionne.

La pression de condensation devient >17,5 bar :

Le contact entre les bornes du pressostat se ferme et l'électrovanne de réduction de puissance VE1 est excitée : le compresseur tourne sur 4 cylindres.

Si la pression continuait à monter, le pressostat de sécurité déclencherait à 18 bars et ouvrirait la chaîne de sécurité en désexcitant le relais de « sécurité froid » QSF, le voyant de signalisation « Défaut froid » LDF serait alimenté par la mise au repos du contact QSF et tous les appareils liés au circuit de réfrigération s'arrêteraient de fonctionner.

La pression d'évaporation devient <1,7 bars :

Le contact entre les bornes du pressostat se ferme et l'électrovanne de réduction de puissance VE1 est excitée : le compresseur CP tourne sur 4 cylindres.

La pression d'évaporation devient <1,5 bars :

Le contact entre les bornes du pressostat se ferme et l'électrovanne de réduction de puissance VE1 est excitée : le compresseur CP tourne sur 2 cylindres.

Si la pression continuait à descendre, le pressostat de sécurité déclencherait à 1 bar et ouvrirait la chaîne de sécurité.

Si la température des enroulements du compresseur devenait anormale, le protecteur thermique IPSO s'ouvrirait et déclencherait la « chaîne de sécurité ».

Si la température extérieure devient >20°C, le thermostat d'air extérieur THE aliment la sonde de pente afin de suivre la loi de régulation :

$$T_i = 20 + \frac{T_e - 20}{2}$$

Si la température extérieure devient >26°C, le thermostat d'air extérieur THE vient positionner le volet d'air en « air neuf réduit » par l'alimentation de la borne A4 du servo - moteur SMO afin d'éviter de faire entrer trop d'air chaud lorsque la

réfrigération fonctionne.

Le régulateur de température RGCD est satisfait

A ce moment là, les contacts « demande chaud » DC, si on demandait la réfrigération, s'ouvrent et viennent respectivement, soit couper le chauffage par l'intermédiaire du relais « Chaude » QCH, soit couper la réfrigération par l'intermédiaire du relais « Froid » QF.

I.4.4 - défauts de fonctionnement en climatisation

I.4.4-1. Défaut de ventilation :

L'allumage de la lampe de défaut de ventilation LDV est dû soit à un défaut de ventilation (moteur en panne, filtres bouchés), soit à une tension trop basse de la batterie. En effet dans ce dernier cas, le relais à minimum de tension empêche l'ensemble du système de climatisation de fonctionner.

Lors de la mise en marche, le voyant de défaut ventilation reste allumé le temps que s'établisse la pression d'air, au bout de quelques secondes il s'éteint, et le témoin de ventilation LV s'allume.



Figure (I.7): Armoire de défaut de fonctionnement.

I.4.4.2- Défaut de chauffage :

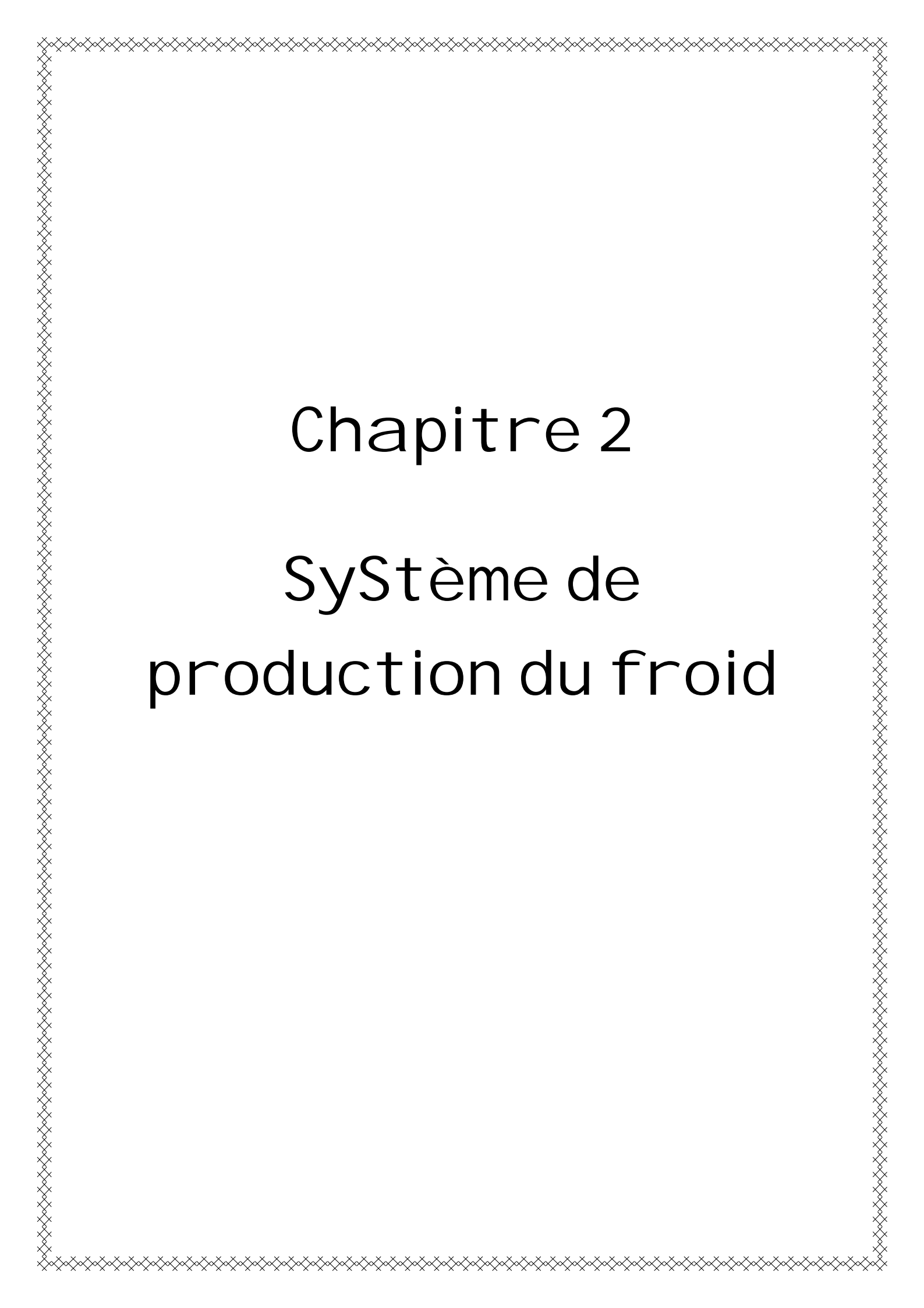
Il est signalé par l'allumage de la lampe témoin de défaut de chauffage LDC, le chauffage est arrêté, la ventilation continue à fonctionner.

I.4.4.3 – Défaut de froide :

Un défaut du système de réfrigération est signalé par le voyant défaut froid LDF.

Le système de sécurité est réarmé en coupant temporairement l'alimentation.

Pour ce faire, actionner l'interrupteur général, si après ceci, le voyant défaut froid LDF reste allumé ; il faut arrêter le système de climatisation, commutateur CO sur « ventilation » ou « arrêt ».



Chapitre 2

SyStème de production du froid

Introduction

Il est possible de produire du froid grâce à une très grande variété de systèmes. Cependant, les cycles à compression de vapeur sont les plus répandus.

Un cycle à compression de vapeur comporte quatre organes essentiels : deux échangeurs un évaporateur et un condenseur, un organe de détente et comme le nom du cycle l'indique un compresseur.

Dans ce chapitre, on va donner les différentes techniques ainsi que les bilans thermiques pour tous les composants d'un groupe de climatisation pour les voitures de voyageurs.

II.1 La théorie de production du froid

Un système frigorifique est conçu pour maintenir une température définie dans un volume donné. Cette température est réglée autour d'une valeur de consigne.

Le principe général de tout cycle frigorifique est d'extraire de la chaleur par l'intermédiaire de l'évaporateur à un niveau de température généralement inférieur à la température ambiante, lorsque cette chaleur est extraite dans un volume délimité, la température d'équilibre est alors inférieure à la température ambiante.

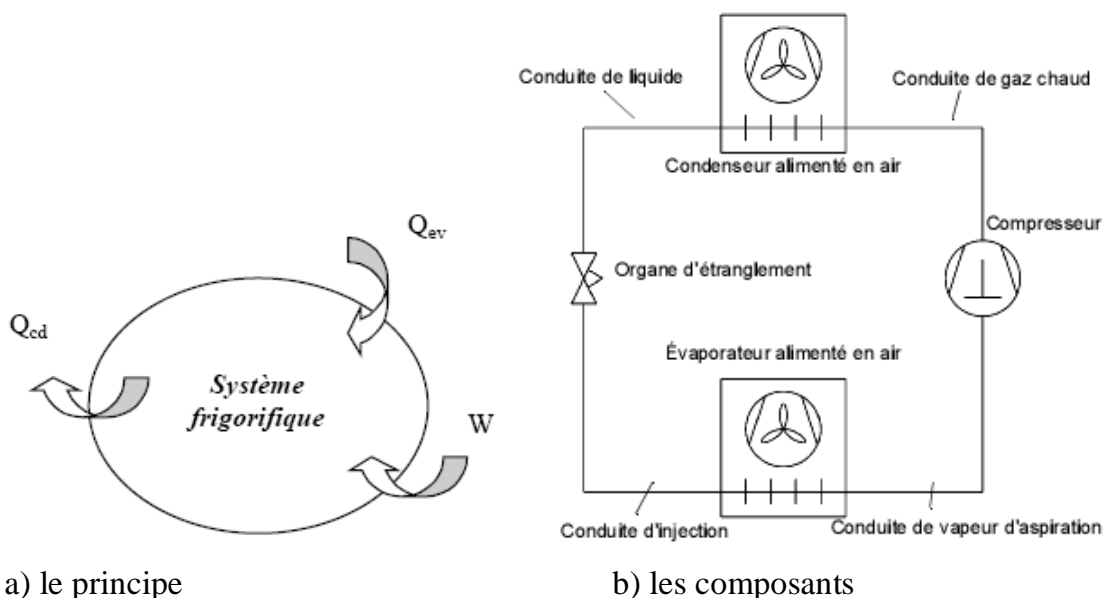


Figure (II.1) : Principe d'une machine frigorifique [34].

La conservation de l'énergie appliquée à ce système frigorifique, représentée sur la figure II.1 implique l'équation suivante :

$$Q_{ev} - Q_{cd} + W = 0 \quad (II.1)$$

On constate que la quantité de chaleur rejetée au niveau de température supérieur est la somme de la puissance frigorifique et du travail mécanique fournis au fluide. Les cycles à compression de vapeur utilisent usuellement des fluides frigorigènes à changement de phase, l'évaporation du fluide à la basse température du cycle permet d'absorber la quantité de chaleur Q_{ev} et la condensation permet de transférer la quantité de chaleur Q_{cd} vers l'extérieur.

Le fluide en phase vapeur est comprimé de la basse pression, correspondant à la température d'évaporation, à la haute pression, correspondant à la température de condensation.

Pour boucler le cycle, le fluide frigorigène liquide sortant du condenseur est généralement détendu à travers un organe de détente qui est soit un orifice, soit un tube capillaire.

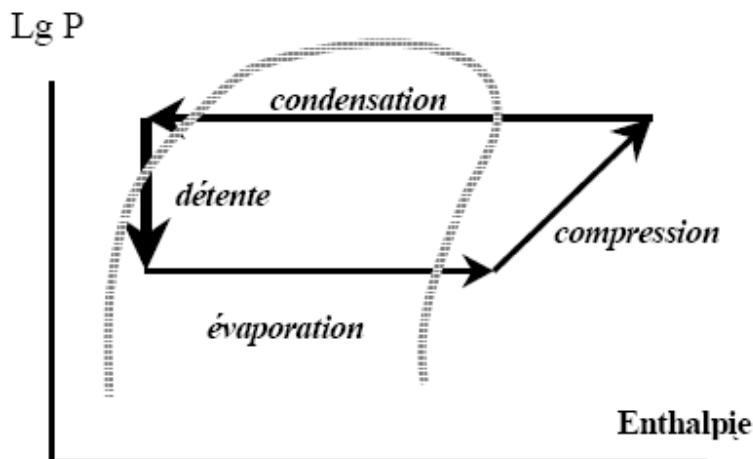


Figure (II.2) : Diagramme de Mollier d'un fluide frigorifique.

La figure II.2 représente dans un diagramme de Mollier les évolutions typiques d'un fluide frigorigène correspondant au cycle qui vient d'être décrit.

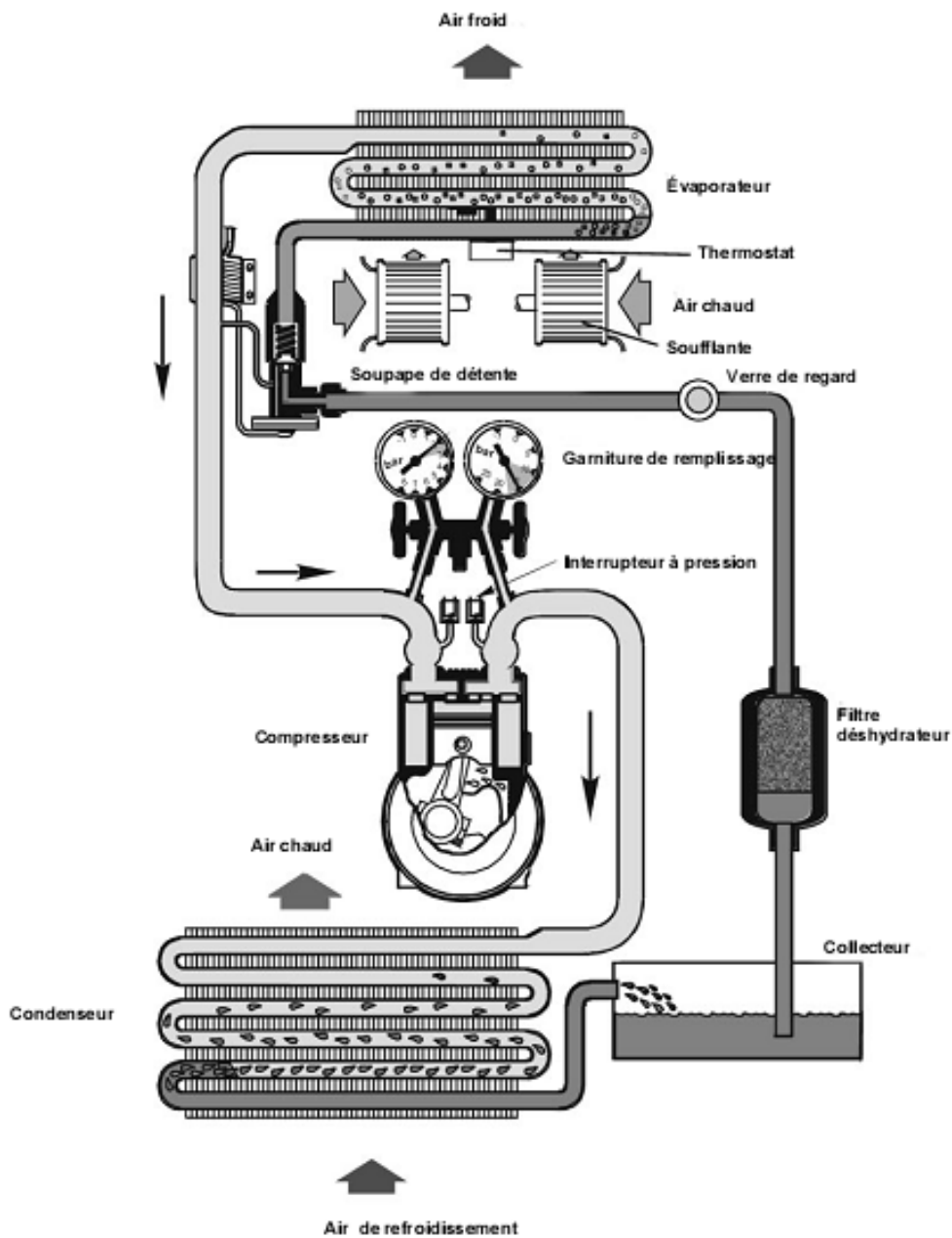


Figure (II-3) : Circuit schématique du fluide frigorigène [35].

II.2 Le compresseur semi- hermétique

L'ensemble moteur et compresseur est dans une même enceinte étanche en fonte, accessible du coté mécanique pour le changement de pièces telles que clapets, piston et du coté le moteur électrique.

La plage de volume balayé comprise entre 50 à 200m³/h, utilisé pour tous les fluides frigorigènes à l'exception de l'ammoniaque à cause des enroulements en cuivre des moteurs électriques.

II.2.1 Généralités

Il n'existe pratiquement aucune installation frigorifique dans laquelle les compresseurs soient soumis à des conditions externes aussi contraignantes que celles rencontrées dans les applications frigorifiques mobiles, lors des nombreux cycles de mise en marche et d'arrêt avec des démarrages en quelques fractions de seconde, à des charges très élevées.

Les compresseurs de fluides frigorigènes destinés à des applications frigorifiques mobiles doivent répondre aux exigences suivantes :

- Puissance frigorifique élevée à bas régimes (idéale conditions).
- Petit et léger avec des débits volumiques toutefois importants.
- Couple moteur constant, couple de démarrage peu élevé, pulsations réduites, marche silencieuse.
- Insensible aux températures ambiantes élevées (jusqu'à 120 °C)
- Insensible au liquide du fluide frigorigène aspiré.
- Puissance à réglage continu à commande extérieure.
- Prix raisonnable et grande longévité.
- Puissance absorbée réduite et par conséquent indice de performance élevé.

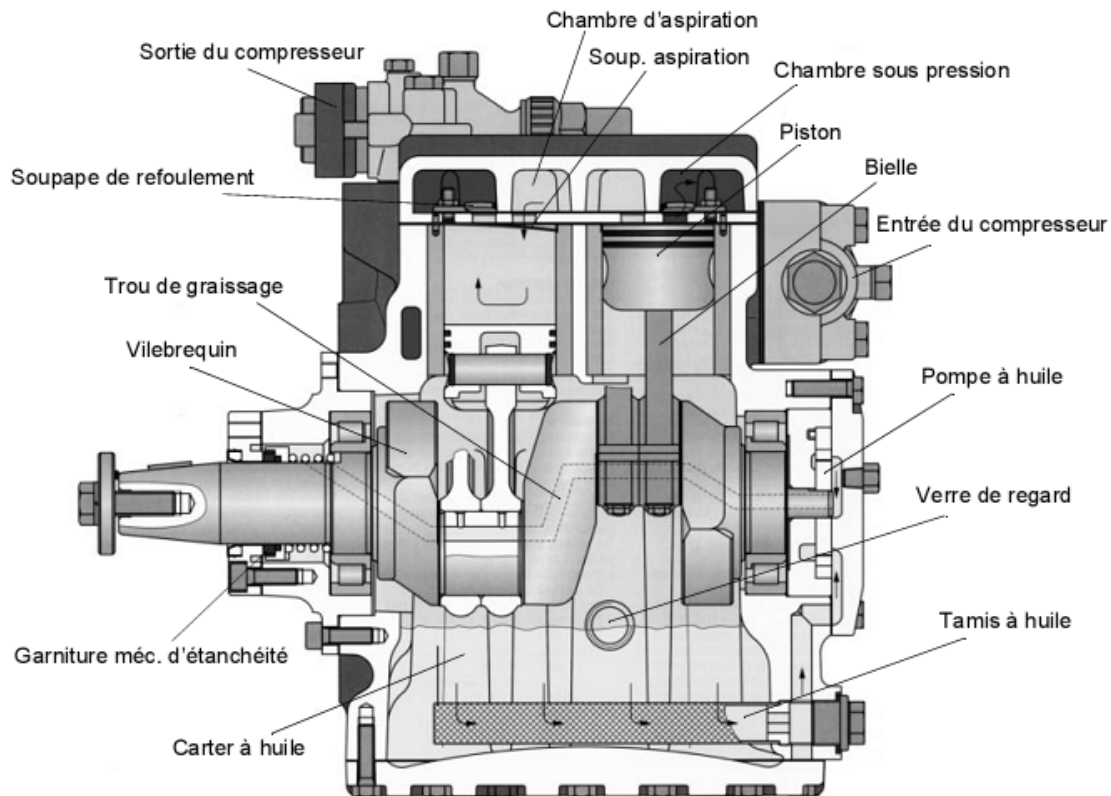


Figure (II-1) : Vue schématique du compresseur [36].

L'avantage du compresseur à piston réside dans son coefficient de rendement relativement élevé. Le compresseur doit en effet fournir une puissance frigorifique la plus élevée possible. Le compresseur à piston témoigne ici de sa grande puissance et se voit donner pour cette raison la préférence aux autres types de compresseur.

II.2.2 Capacité de transport du compresseur

La capacité de transport du compresseur dépend des paramètres ci-après.

Volume géométrique de compression

Le volume géométrique de compression d'un compresseur est déterminé par les dimensions de la cylindrée (longueur de la course, nombre de cylindres, diamètre du piston). Plus le volume de compression géométrique est important, plus le flux massique atteint du fluide frigorigène est élevé.

Débit volumétrique géométrique de compression

Il faudra, si l'on doit déterminer le débit volumétrique (capacité de transport en fonction du temps), tenir compte du régime du compresseur. Les indications sont généralement fournies en m^3/h . Plus le régime du compresseur est élevé, plus le débit est important. Si le régime augmente, les pertes augmentent également.

Débit volumétrique d'aspiration

Afin de répondre à certains critères de tolérances de fabrication et de robustesse du compresseur, un volume résiduel (espace nuisible) est prévu au-dessus du point mort haut (PMH). Après la compression, du gaz résiduel sous haute pression est enfermée dans cet « espace nuisible ».

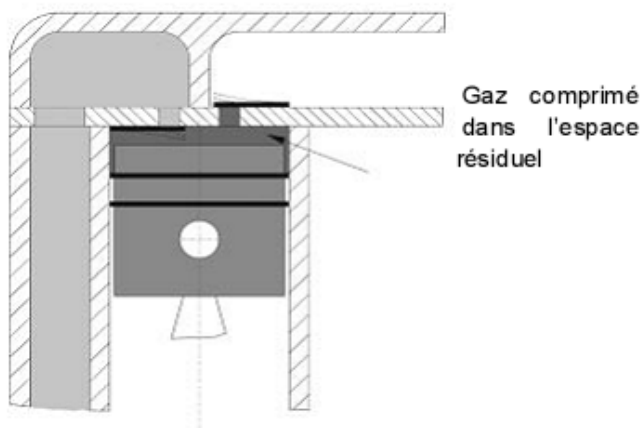


Figure (II-2) : Espace résiduel d'un compresseur à piston [36].

Lors du mouvement descendant du piston précédent le temps d'aspiration, le gaz doit se détendre pour atteindre la pression d'aspiration avant que la soupape d'aspiration s'ouvre. Il s'ensuit une réduction de volume spécifique d'aspiration; la cylindrée n'est pas entièrement utilisée. Le débit volumétrique réel requis est moins important que le débit géométrique volumétrique de compression.

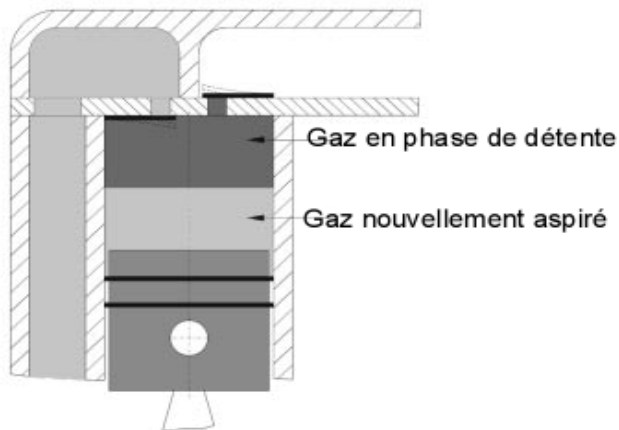


Figure (II-3) : Effet de l'espace nuisible [36].

Coefficient de rendement

Le rapport existant entre le débit volumétrique d'aspiration et le débit volumétrique de la course du piston est appelé le coefficient de rendement du compresseur.

$$\lambda_c = \frac{\dot{V}_{V1}}{\dot{V}_g} \tag{II.2}$$

λ_c : Coefficient de rendement en m^3/m^3 .

V_{V1} : Débit volumétrique d'aspiration réel en m^3/s .

V_g : Débit volumétrique géométrique en m^3/s .

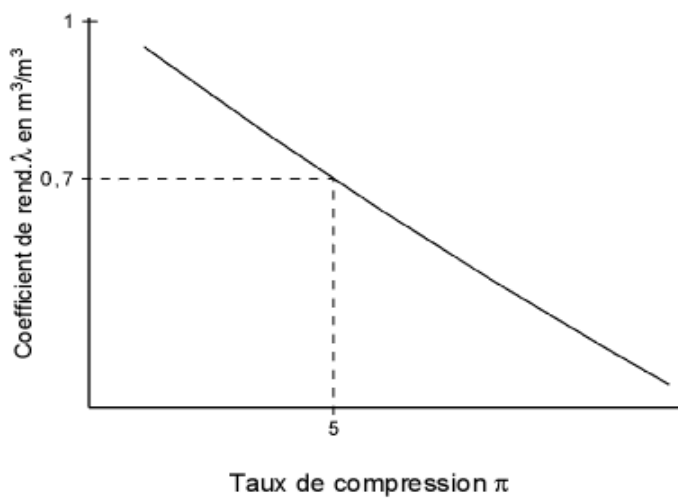


Figure (II-4) : Coefficient de rendement en fonction du taux de compression [36].

L'augmentation du taux de compression entraîne une diminution constante du coefficient de rendement. Le coefficient de rendement dépend surtout du volume nuisible et du gaz qui se détend à nouveau. C'est la raison pour laquelle les très petits compresseurs disposant d'un volume résiduel relativement important et de plusieurs pistons ont un mauvais coefficient de rendement.

II.2.3 Capacité frigorifique

Etant donné que le condenseur n'est autre chose dans le cas présent qu'une installation de transport de fluide frigorigène, l'indication d'une puissance frigorifique dépend de l'état du fluide frigorigène en amont et en aval de l'échangeur de chaleur (évaporateur) et du débit de transport.

Outre le compresseur et le fluide frigorigène, les facteurs suivants jouent un rôle important dans l'obtention d'une puissance frigorifique élevée :

- Pression d'évaporation élevée (pression d'aspiration) et par conséquent température d'évaporation élevée.
- Pression de condensation faible et par conséquent température de condensation faible.
- Température faible du fluide frigorigène en amont de l'organe de détente.
- Surchauffe d'aspiration faible.

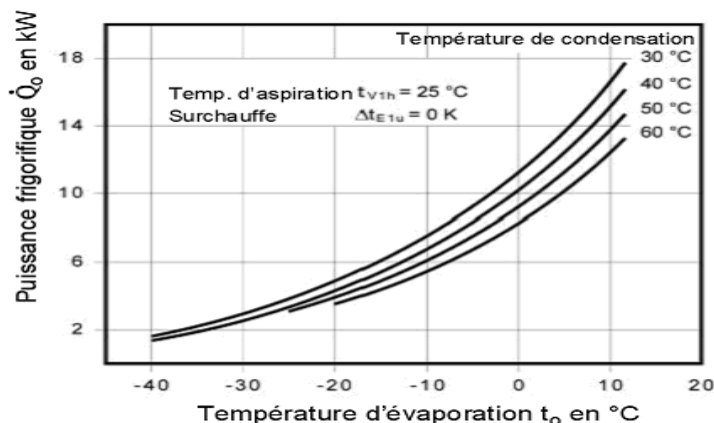


Figure (II-5) : Puissance frigorifique on fonction de la température d'évaporation [37].

La figure II-5 montre les influences de la température d'évaporation et de condensation sur la puissance frigorifique.

Une variation de température d'évaporation (pression d'évaporation) agit sur la puissance frigorifique du compresseur de façon plus importante encore qu'une variation de la température de condensation. Il est donc recommandé de bien dimensionner l'évaporateur d'une installation frigorifique et de maintenir à un niveau aussi bas que possible les pertes de pression dans la conduite d'aspiration.

La puissance frigorifique peut être fortement augmentée dans les zones de bas régimes lorsqu'on augmente le nombre de tours. Il en va différemment dans les zones à régimes élevés en raison des pertes croissantes qui en résultent.

II.2.4 Puissance motrice du compresseur

Les besoins en énergie du compresseur dépendent des paramètres suivants :

- Type et construction du compresseur
- Fluide frigorigène
- Densité du fluide frigorigène à l'entrée du compresseur
- Pression du fluide frigorigène à l'entrée du compresseur
- Pression du fluide frigorigène à la sortie du compresseur

La puissance absorbée du compresseur est indiquée dans les documents du fabricant du compresseur. De légères surchauffes ou une "aspiration humide" entraîne une nette augmentation de la puissance absorbée.

Influence du fluide frigorigène

La quantité d'énergie nécessaire au transport du fluide frigorigène dépend de la densité d'aspiration et du taux de compression. Les différents fluides frigorigènes se différencient considérablement les uns des autres. Si le compresseur transporte un certain débit massique, la puissance frigorifique en résultant peut être très différente. Ce phénomène s'explique par les chaleurs d'évaporation différentes. Le même compresseur développe par exemple avec le fluide frigorigène R 134a une puissance frigorifique de 9 kW et avec le fluide frigorigène R 502 une puissance de 16 kW.

Les besoins en énergie d'un compresseur sont avec le fluide frigorigène R 22 environ 50 % plus élevé qu'avec le fluide frigorigène R 134a.

Influence de la température (pression) de condensation

Une température (pression) de condensation plus élevée engendre en premier lieu une puissance absorbée plus importante du compresseur. Le taux de compression augmente pour une température d'évaporation constante. Ce phénomène entraîne un flux massique du fluide frigorigène plus faible.

Influence de la température (pression) d'évaporation

La densité du fluide frigorigène diminue au fur et à mesure que la température d'évaporation baisse, Le taux de compression augmente également à température de condensation constante. Il s'ensuit que le flux massique du fluide frigorigène et par voie de conséquence la puissance absorbée du compresseur diminue.

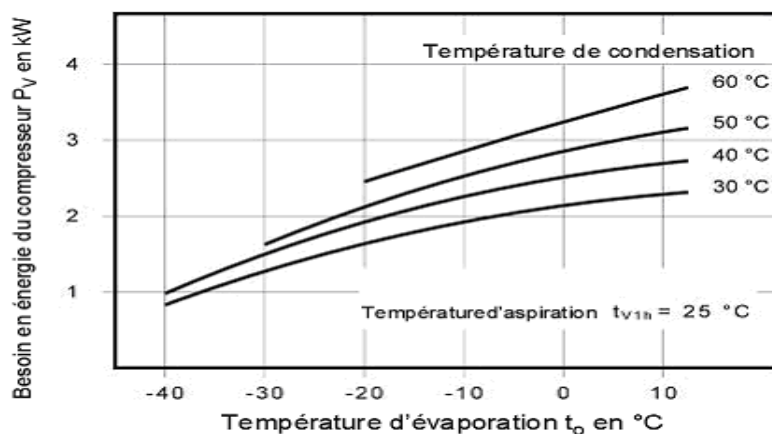


Figure (II-6) : Besoins en énergie en fonction de la température d'évaporation [37]. En règle générale, le choix d'un compresseur est le fruit d'un compromis résultant de plusieurs exigences.

II.3 Bilan énergétique

Le premier principe de la thermodynamique permet d'écrire :

$$\frac{dU}{dt} = \Sigma \dot{Q} + \Sigma \dot{W} + \Sigma \dot{m}_e \left(h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right)_e - \Sigma \dot{m}_s \left(h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right)_s \quad (II.3)$$

Avec :

W : représente les puissances mécaniques consommés ou fournis par le système,

Q : représente les puissances thermiques apportées ou dissipées par le système.

Le premier principe de la thermodynamique est appliqué à tous les composants du système frigorifique, sur chaque composant, les hypothèses suivantes sont appliquées :

- Les énergies potentielle et cinétique sont négligées.
- Le régime est permanent.
- Les débits entrant et sortant des composants sont égaux, il y a conservation de la masse.
- Tous les flux entrants sont comptabilisés positivement
- Tous les flux sortants sont comptabilisés négativement.

L'équation précédant devient :

$$0 = \Sigma \dot{Q} + \Sigma \dot{W} + \dot{m}(\Sigma h_e - \Sigma h_s) \quad (\text{II.4})$$

II.3.1 Bilan énergétique sur le compresseur :

Il y a un accroissement de la température et de la pression, le travail de compression est transformé en énergie. Le compresseur est adiabatique (il n'y a ni apport, ni perte de chaleur, le compresseur est isolé thermiquement de l'extérieur) donc :

$$\Sigma Q = 0 \quad (\text{II.5})$$

Alors on peut écrire :

$$W = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (\text{II.6})$$

II.4 Le condenseur

Le condenseur a pour fonction de transporter la chaleur hors du circuit du fluide frigorigène cette chaleur est cédée à l'air. Etant donné qu'un courant thermique ne peut s'écouler que s'il existe une différence de température, la température de condensation doit toujours être supérieure à la température d'entrée de l'air

ambiant. La puissance de condensation à évacuer comprend, la puissance frigorifique du condenseur, la puissance motrice du compresseur et toutes les autres puissances thermiques absorbées (conduite de vapeur d'aspiration).

II.4.1 Processus dans le condenseur

Le condenseur comprend trois zones :

- Captation de chaleur.
- Condensation.
- Sous-refroidissement.

Les chutes de pression ne seront pas prises en compte. Donc, les trois zones sont soumises à la même pression.

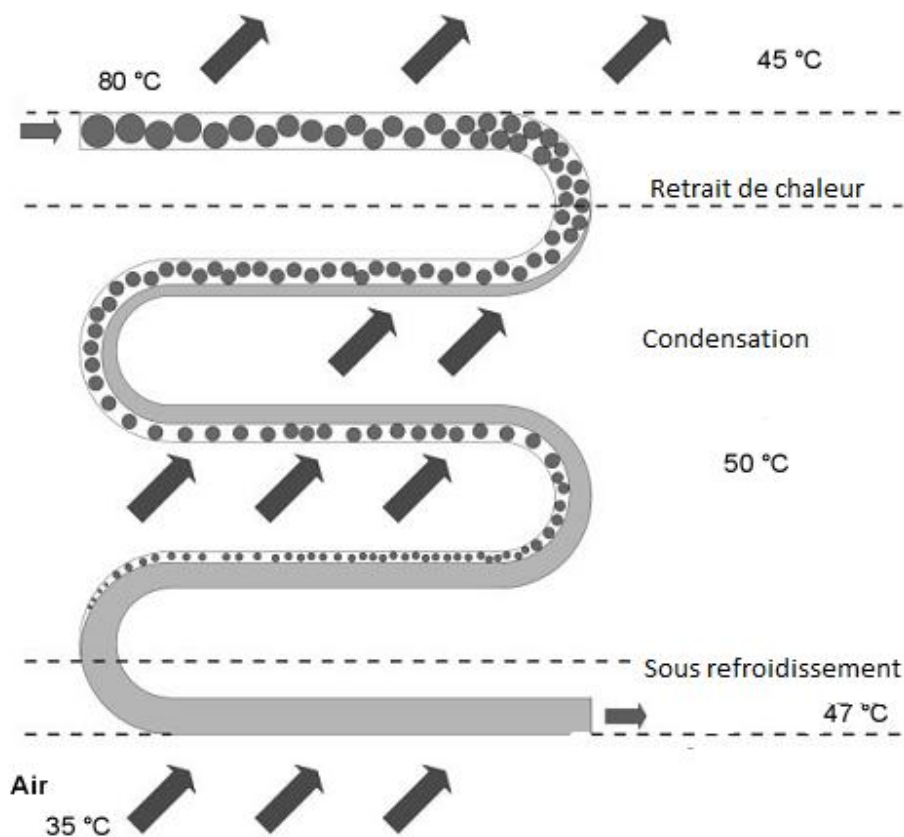


Figure (II-7) : Les zones du condenseur [36].

La zone de captation de chaleur

Le fluide frigorigène arrive sous forme gazeuse (surchauffé) dans le condenseur, il subit à ce niveau une captation de chaleur. Lors de cette opération, la température du fluide frigorigène diminue pour atteindre la température de condensation, la zone de captation de chaleur renferme un courant gazeux pur. Malgré une importante différence de température motrice et des vitesses d'écoulement élevées, le transfert thermique est moins important en raison de la faible densité du fluide frigorigène.

La valeur surfacique de la zone de captation de chaleur est d'environ 10 - 15 %.

La zone de condensation

La phase de condensation commence dès que le fluide frigorigène a été refroidi à la température de condensation, la pression régnante détermine la température de condensation, cette température reste constante pendant la condensation. La captation de chaleur conduit à un changement de phase et non pas à un abaissement de la température.

Le transfert de chaleur est optimal dans cette zone.

La zone de sous-refroidissement

Le sous-refroidissement débute dès que le fluide frigorigène ne renferme plus de vapeur. Dès lors que le changement de phase de l'état gazeux à l'état liquide est achevé, toute évacuation de chaleur conduit à une diminution de la température.

Le transfert thermique est très mauvais en raison de la faible vitesse de débit du fluide frigorigène.

Le fluide frigorigène doit être liquide à l'avant du détendeur.

II.4.2 Puissance du condenseur

La puissance du condenseur dépend de facteurs, telles que la surface, la valeur k et la chute de potentiel thermique moteur.

La chute de potentiel thermique moteur est déterminée par la formule :

$$\Delta T_1 = T_c - T_a \quad (\text{II.7})$$

avec :

T_c : la température de condensation.

T_a : la température d'entrée de l'air.

Plus cette chute de potentiel thermique moteur est importante, plus la puissance d'échange thermique est également élevée.

La chute de potentiel thermique moteur ne doit pas dépasser 15 K environ sur le côté du condenseur.

II.4.3 Pression de condensation

La température du fluide varie fortement sur les condenseurs alimentés en air. Des températures extérieures élevées entraînent une augmentation de la pression de condensation et des températures basses une diminution.

Il faut maintenir la pression de condensation à l'intérieur de certaines limites pour qu'une installation frigorifique puisse fonctionner de façon rentable.

Des pressions de condensation élevées provoquent une diminution de la puissance frigorifique et une augmentation de la puissance absorbée du compresseur ainsi que des pressions de condensation trop basses influencent le fonctionnement des détendeurs. L'approvisionnement en fluide frigorigène de l'évaporateur est perturbé.

II.4.4 La construction de condenseur

Afin d'obtenir la meilleure transmission thermique possible, le condenseur comprend des tubes et des lamelles solidement fixés entre eux. La ventilation est obtenue par le biais de ventilateurs ou le courant d'air engendré par le déplacement.

Le condenseur à tubes et à lamelles est le type de refroidisseur le plus usité. Les tubes sont fabriqués, selon les utilisations auxquels ils sont destinés en cuivre, les lamelles sont fabriquées en aluminium.

Afin que le liquide du fluide frigorigène puisse s'accumuler dans la partie inférieure lors de la condensation dans l'échangeur de chaleur et que la soupape de détente soit alimentée en liquide, l'entrée du fluide frigorigène dans le condenseur est toujours positionnée dans la partie supérieure. Le raccordement de sortie est

généralement un peu plus petit que le raccordement d'entrée, car le fluide frigorigène liquide a une densité plus élevée.

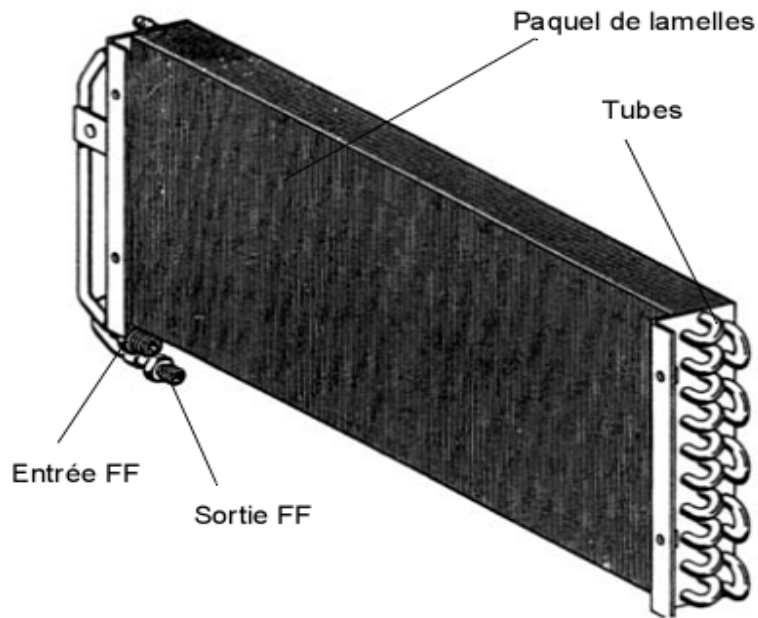
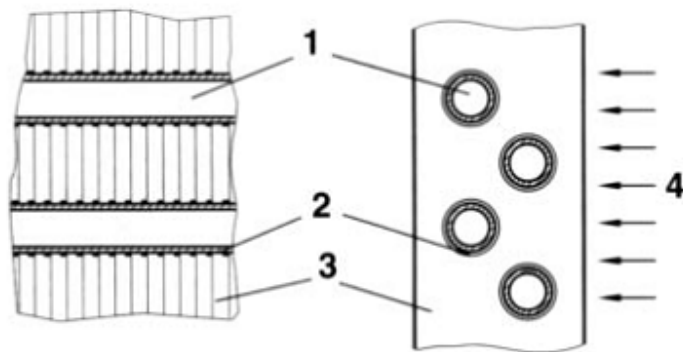


Figure (II-8) : Echangeur de chaleur à lamelles et à tubes [36].



- 1 Tube
- 2 Paquet
- 3 Lamelle
- 4 Courant d'air

Figure (II-9) : Construction du condenseur à lamelles et à tubes [36].

II.5 Bilan énergétique sur le condenseur

Le condenseur échange sa chaleur avec le fluide de refroidissement (l'air), aucun travail n'est fourni.

Le condenseur n'est pas isolé thermiquement de l'ambiance dans laquelle il se trouve. En conséquence, il échange une quantité de chaleur avec l'ambiance. Le type d'échange est convectif.

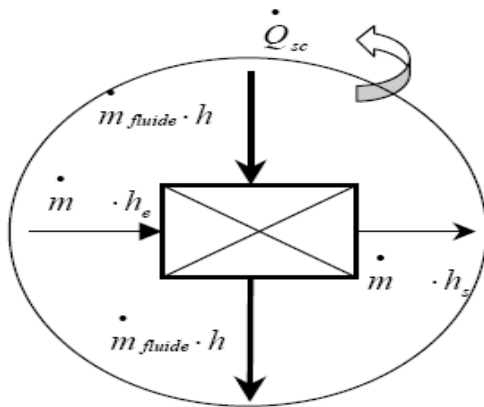


Figure (II.10) : Le flux dans le condenseur.

L'équation simplifiée permet d'écrire :

$$\dot{m}_{fluide} \cdot h_e + \dot{m}_{air} \cdot h_e - \dot{m}_{fluide} \cdot h_s - \dot{m}_{air} \cdot h_s - Q_{sc} = 0 \quad (II.7)$$

II.6 Collecteur

La puissance frigorifique d'une installation diminue fortement lorsque des bulles de vapeur sont retenues dans le liquide du fluide frigorigène en amont de l'organe de détente.

Afin d'éviter absolument cet état, le fluide frigorigène devra être surrefroidi de quelques degrés Kelvin où la vapeur restante du fluide frigorigène devra être séparée dans un collecteur du liquide du fluide frigorigène.

Les installations frigorifiques à mode de fonctionnement variable, températures d'évaporation et régimes de compresseur différents, entraînent parfois des modifications très importantes, cette situation plaide pour l'utilisation d'un collecteur à haute pression.

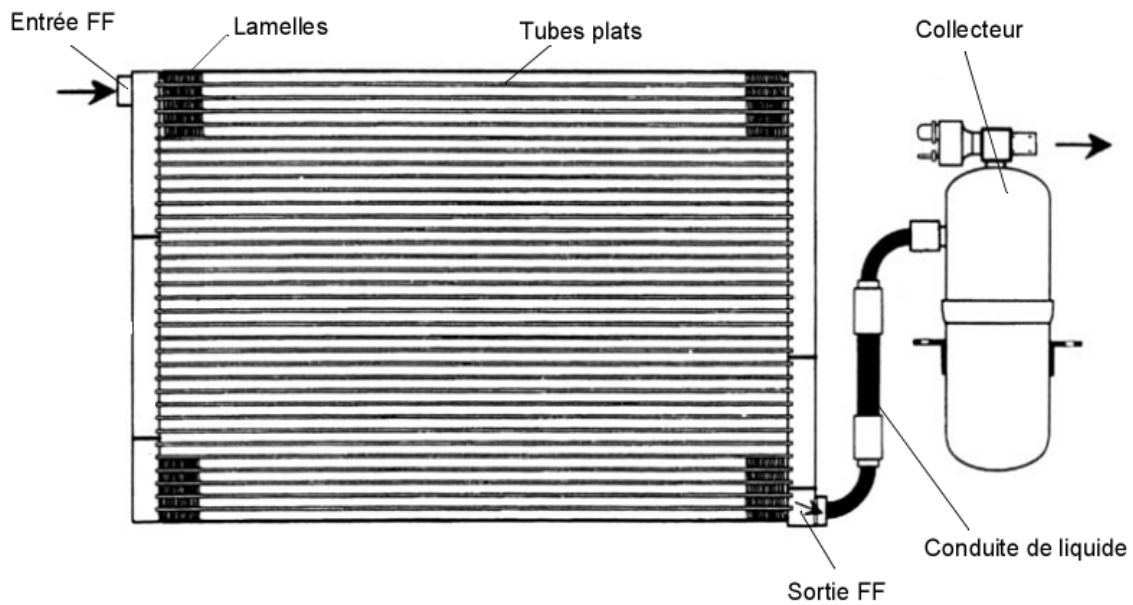


Figure (II-11) : Collecteur de l'installation frigorifique placé après le condenseur [36].

Le collecteur a éventuellement pour autre fonction de servir de réservoir de stockage en cas de fuite.

II.7 Le détendeur

II.7.1 Principe

Le détendeur a également pour fonction d'apporter à l'évaporateur suffisamment de fluide frigorigène pour que celui-ci puisse s'évaporer à l'état de fonctionnement respectif.

Si l'évaporateur reçoit trop de fluide frigorigène, du liquide de fluide frigorigène non évaporé parvient dans l'évaporateur.

Si l'évaporateur ne reçoit pas assez de fluide frigorigène, la surface de l'évaporateur n'est pas utilisée.

L'installation frigorifique atteint une efficacité élevée lorsque le fluide frigorigène est entièrement évaporé et quitte l'évaporateur avec une petite surchauffe de travail.

La détente du fluide frigorigène dans le détendeur est isenthalpique, ce qui signifie que le passage du fluide frigorigène à travers le détendeur ne conduit ni à une augmentation, ni à une diminution de la capacité thermique.

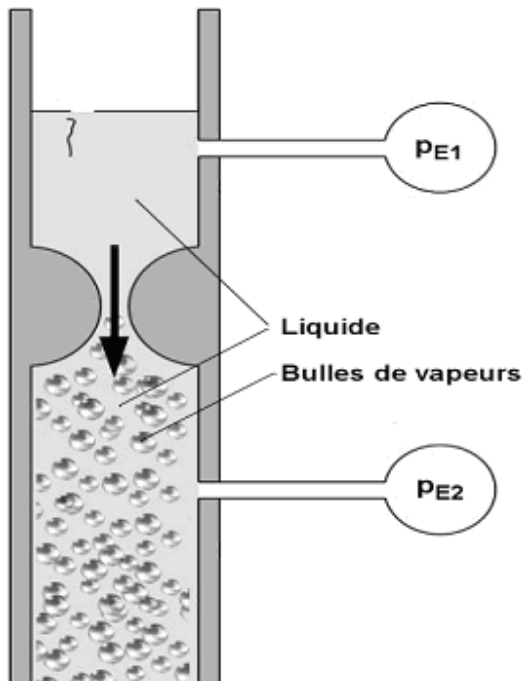


Figure (II-12) : Processus de détente du fluide frigorigène [36].

L'organe d'étranglement situé dans le circuit du fluide frigorigène a pour fonction de détendre un fluide frigorigène pour le faire passer d'une pression et d'une température plus élevées à une pression et une température plus basses.

Une partie du fluide frigorigène s'évapore lors de cette opération et prélève de la chaleur à la partie encore liquide.

II.7.2 Soupapes de détente thermo-réglable

Ces soupapes connues sous la dénomination générale de soupapes de détente thermostatique comptent parmi les organes de détente les plus souvent utilisés.

Les organes de détente thermostatiques sont des régulateurs de surchauffe qui maintiennent constant la surchauffe de travail de la vapeur du fluide frigorigène générée à la sortie de l'évaporateur, due à la modification de la course.

Le mode de fonctionnement est déterminé par la combinaison de trois pressions agissant sur l'organe de contrôle.

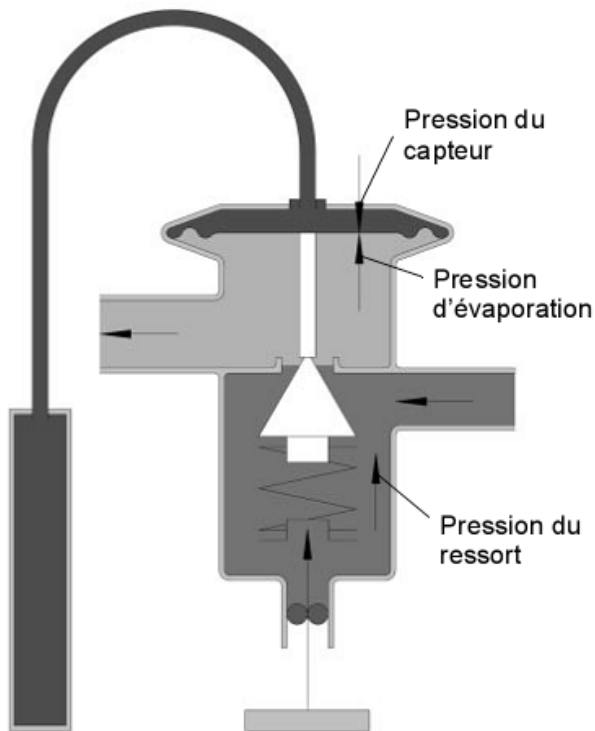


Figure (II-13) : Principe de détente thermostatique [36].

La pression du capteur qui dépend de la température du fluide frigorigène évaporé à la sortie de l'évaporateur et du remplissage du capteur agit dans la direction ouverture.

La pression d'évaporation p_0 à l'entrée de l'évaporateur ainsi que la pression du ressort de réglage (valeur de consigne) agit dans la direction de la fermeture.

Tant que ces trois pressions sont en équilibre, la position d'ouverture et par conséquent la section autorisée de la soupape reste inchangée.

Si l'évaporateur reçoit trop peu de fluide frigorigène liquide (trop grande surchauffe), la sonde s'échauffe, la pression du ressort augmente et entraîne une ouverture plus importante de la soupape.

Une baisse de température du capteur et une augmentation de la pression d'évaporation entraîne une fermeture de la soupape.

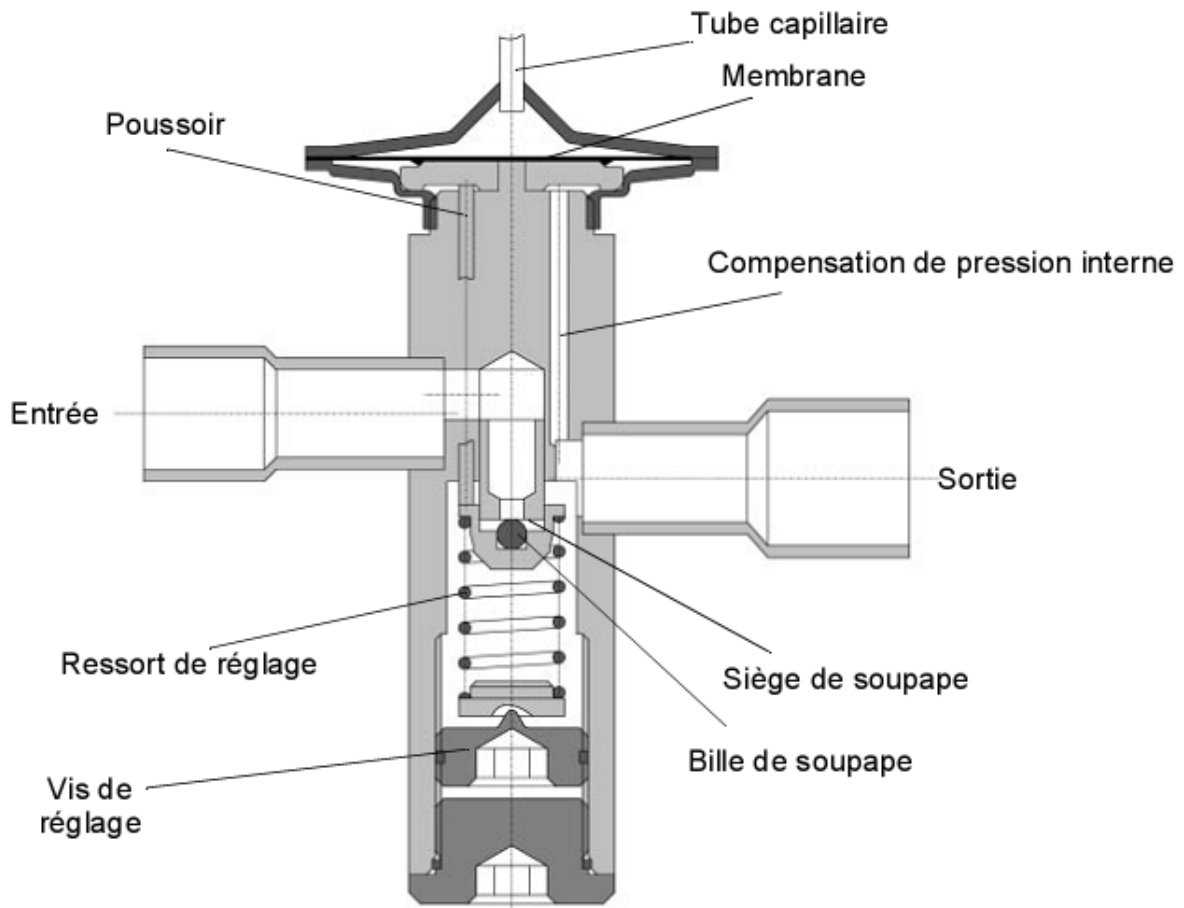


Figure (II-15) : Schéma d'une soupape de détente thermostatique [36].

La soupape de détente thermostatique est un régulateur proportionnel, sa grandeur réglée est la surchauffe du fluide frigorigène à l'extrémité de l'évaporateur.

II.7.3 Bilan énergétique sur le détendeur

Le détendeur est considéré adiabatique (les échanges de chaleur avec l'extérieur sont négligeables), la détente est isenthalpe ($h_e=h_s$) car aucun travail n'est fourni.

Le bilan d'énergie n'a pas d'objet sur ce composant.

II.8 L'évaporateur

L'évaporateur a pour fonction de prélever la chaleur à son environnement et de la céder au fluide frigorigène.

La température d'évaporation doit être située lors de ce processus au-dessous de la température ambiante.

Le flux de chaleur généré entre l'évaporateur et le milieu ambiant, grâce à la différence de température, entraîne dans l'évaporateur une évaporation (zone d'évaporation) du liquide du fluide frigorigène par le détenteur et le cas échéant une surchauffe (zone de surchauffe).

II.8.1 Processus à l'intérieur de l'évaporateur

Le fluide frigorigène pénétrant dans le détenteur est détendu à la pression d'évaporation p_0 , lors de cette opération, une partie du fluide frigorigène liquide s'évapore avant d'atteindre l'évaporateur.

Cette quantité de vapeur x est d'autant plus importante que la différence de température entre la température de condensation et la température d'évaporation est grande, cette quantité atteint 20 %.

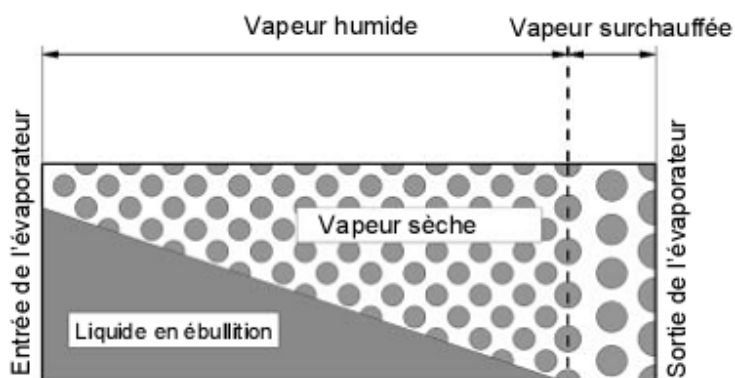


Figure (II-16) : Processus à l'intérieur de l'évaporateur [36].

A l'extrémité de l'évaporateur, le fluide frigorigène a été entièrement évaporé et est passé à l'état de surchauffe.

La température du fluide frigorigène n'augmente que lorsque le liquide est entièrement évaporé.

La zone de surchauffe possède de mauvaises propriétés de transfert thermique, de plus, la différence de température avec le milieu ambiant est plus faible.

II.8.2 Puissance de l'évaporateur

La puissance de l'évaporateur dépend en premier lieu des conditions suivantes :

Surface A

Plus la surface thermo-conductrice est importante, plus la puissance transmise est grande, il faut tenir compte ici de l'ensemble de la surface externe participant au transfert thermique.

Gradient thermique efficace ΔT_e

Le gradient thermique efficace est déterminé par la formule :

$$\Delta T_e = T_a - T_0 \quad (\text{II.8})$$

Avec :

T_a : La température d'entrée de l'air.

T_0 : La température de l'évaporation.

Valeur k

La valeur du coefficient de transmission de chaleur quantifie la qualité du transfert thermique. Elle indique la capacité de la chaleur à passer du milieu à refroidir (air) vers fluide frigorigène.

Cette valeur regroupe les facteurs suivants :

- Matériau de l'évaporateur (cuivre, aluminium).
- Ecart et diamètre des conduites.
- Disposition des conduites.
- Profondeur de l'évaporateur.
- Ecart entre les lamelles.
- Forme des lamelles.
- Vitesse d'écoulement de l'air et du fluide frigorigène.
- Forme d'écoulement de l'air et du fluide frigorigène.
- Répartition des deux agents.
- Etat du fluide frigorigène (sous forme de vapeur, vapeur humide, liquide)
- Pourcentage d'huile dans le fluide frigorigène.

Le gradient de température actif sur le côté de l'évaporateur ne doit pas, pour un fonctionnement idéal, dépasser 10 K environ.

Nous appliquerons pour la puissance d'évaporation (puissance frigorifique) Q la formule suivante:

$$\dot{Q} = A.K.\Delta T_e \quad (\text{II.9})$$

Cette équation est utilisée dans la fabrication d'échangeurs de chaleur, le fluide frigorigène et le milieu réfrigérant sont pris en compte pour la valeur k .

La puissance frigorifique peut être calculée à partir de l'air ou du fluide frigorigène.

La puissance frigorifique calculée à partir de l'air peut être calculée à partir de l'équation suivante :

$$\dot{Q} = \dot{m}_L .c_L .\Delta T_L \quad (\text{II.10})$$

Avec:

m_L : le flux massique de l'air en kg/s .

c_L : la capacité thermique de l'air en kJ/(kg.K).

ΔT_L : le refroidissement de l'air en K.

$$\Delta T_L = T_{sL} - T_a \quad (\text{II.11})$$

T_a : La température d'entrée de l'air.

T_{sL} : La température de sortie de l'air.

L'équation suivante permet de calculer la puissance frigorifique déterminée à partir du fluide frigorigène :

$$\dot{Q} = \dot{m}_R .\Delta h_0 \quad (\text{II.12})$$

m_R : Le flux massique du fluide frigorigène en kg/s

Δh_0 : La différence d'enthalpie dans l'évaporateur en kJ/kg

Ce procédé est rarement utilisé en pratique pour déterminer la puissance frigorifique mais utilisé dans les opérations de contrôle.

II.8.3 Evaporateur à alimentation à air

Les évaporateurs à alimentation à air utilisés dans la technique mobile du froid surtout, outre les évaporateurs à plaques, les évaporateurs à lamelles. Ces derniers se composent de tubes en cuivre, en aluminium ou en acier sur lesquels sont montés des lamelles d'aluminium destinées à augmenter la surface externe.

L'écart entre les lamelles doit être respectivement adapté aux conditions d'utilisation, il faudra donc veiller à ce que l'air contienne toujours un peu d'eau sous forme de vapeur, si l'eau se refroidit en dessous du point de rosée, cette vapeur d'eau se liquéfie sur la surface froide de l'évaporateur et retirée à l'air.

Si la température d'évaporation est située au-dessous de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ environ, l'eau obtenue par condensation gèle sur la surface de l'évaporateur, la couche de glace qui se forme diminue la puissance de l'évaporateur.

Plus l'évaporateur doit travailler à ces températures froides, plus l'écart entre les lamelles doit être élevé.

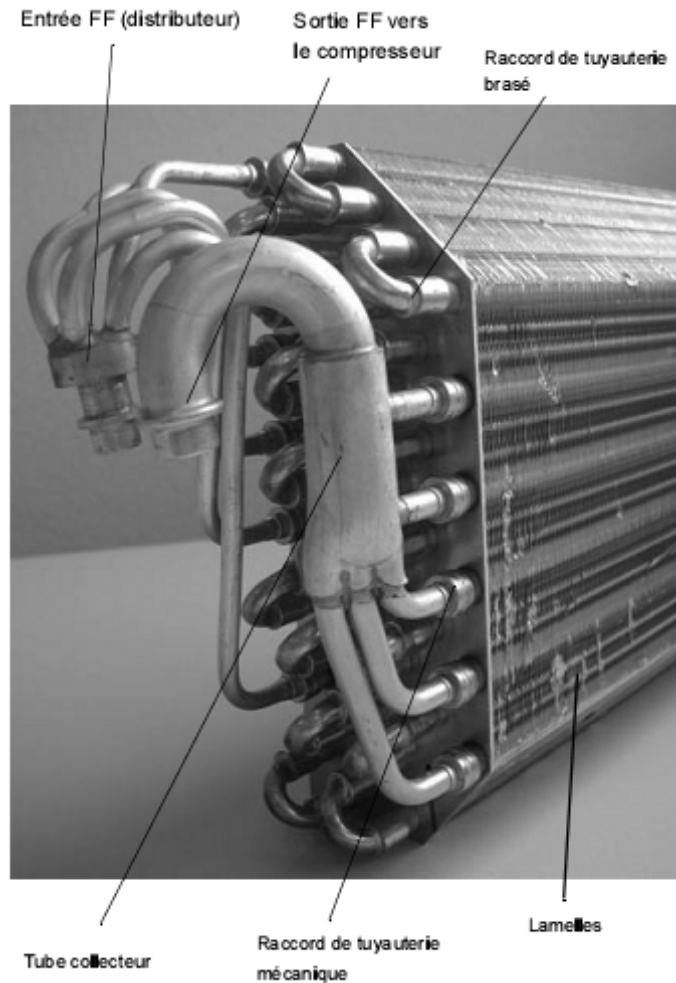


Figure (II-18) : Evaporateurs à lamelles [35].

Le fluide frigorigène provenant de la soupape est réparti au niveau d'un distributeur dans plusieurs tubes, cette construction est judicieuse, car elle permet d'augmenter la surface thermo-conductrice et de réduire la longueur des tubes (chute de pression moins importantes), et permet également de réduire le volume de construction nécessaire.

A la sortie de l'évaporateur, le fluide frigorigène sous forme de vapeur est récupéré et conduit vers le compresseur.

II.9 Bilan énergétique sur l'évaporateur

Il y a échange de chaleur entre l'ambiance et le fluide en évaporation, la figure illustre le bilan d'énergie dans l'évaporateur.

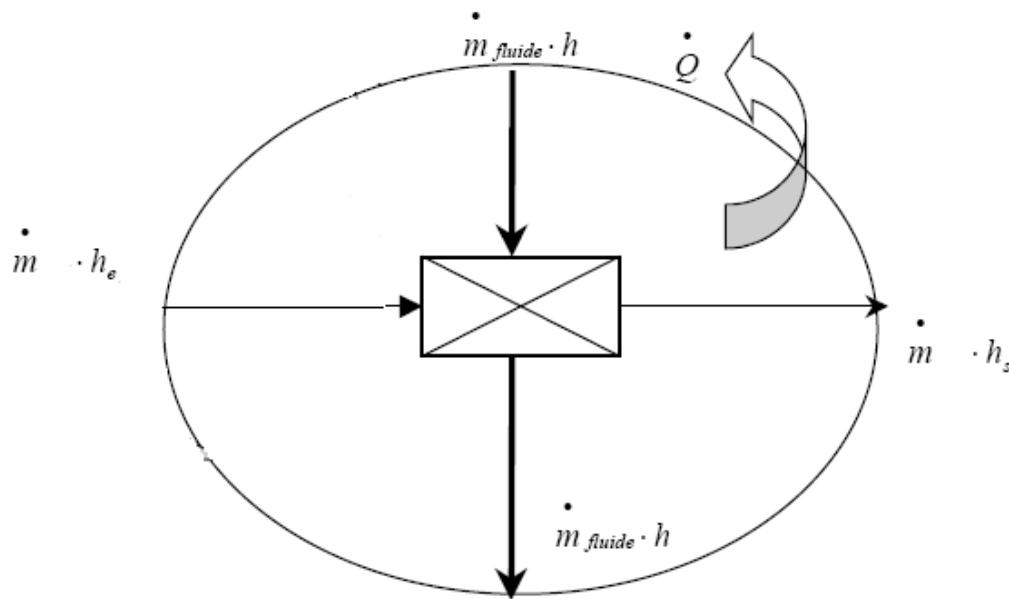


Figure (II.19) : Bilan d'énergie sur l'évaporateur.

$$\dot{m}_{fluide} \cdot h_e + \dot{m}_{air} \cdot h_e - \dot{m}_{fluide} \cdot h_s - \dot{m}_{air} \cdot h_s - \dot{Q} = 0 \quad (II.13)$$

II.10 La régulation

Trois niveaux de régulation sont utilisés :

La régulation de la température d'évaporation (pressostat basse pression)

La régulation de la température de condensation (pressostat haute pression)

La régulation de la température d'ambiance (thermostat d'ambiance)

Les deux premières sont directement reliées au groupe de condensation et peuvent provoquer un arrêt du groupe quand rien n'est fait pour revenir au régime nominal de fonctionnement.

La régulation d'ambiance consiste à maintenir les voitures dans les conditions de température en jouant sur la puissance frigorifique produite.

II.10.1 L'emplacement du thermostat d'ambiance

La température ambiante du local conditionné est régulée au moyen d'un thermostat d'ambiance agissant sur le fonctionnement du compresseur.

L'emplacement du thermostat joue un rôle important sur la consommation et sur le confort, il est placé dans un endroit représentatif de la température moyenne du

local, c'est-à-dire éloigné des sources chaudes ou froides (lampe, fenêtre, zone ensoleillée, dans la zone)

II.10.2 Le choix de la température de consigne

La zone de confort correspond à une température de l'air comprise entre 22°C et 26°C, pour les occupants.

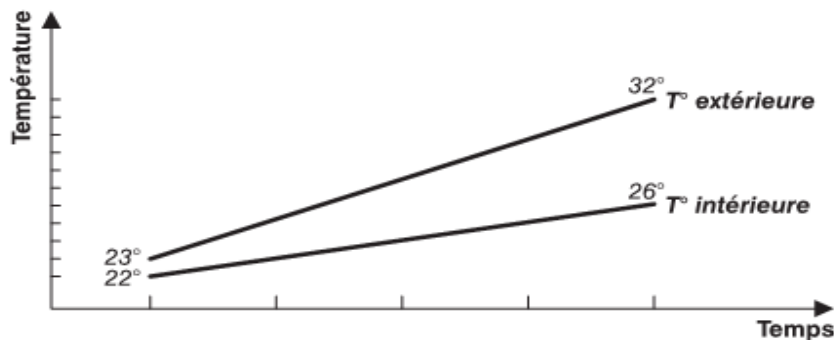


Figure (II,20) : Evolution de la consigne en fonction de la température extérieure [38].

Idealement, un lien doit exister entre consigne de température intérieure et niveau de température extérieure. Ce lien est automatisé dans les installations complètes de conditionnement d'air.

Ainsi un écart de 6°C maximum sera créé, afin de ne pas provoquer de choc thermique inconfortable lors de l'accès à la voiture.

II.10.3 La régulation du compresseur

Un climatiseur, dimensionné pour vaincre les apports thermiques maximum (solaire, par exemple) fonctionne très souvent à charge partielle.

Le groupe de climatisation est équipé d'un compresseur à vitesse variable qui peut adapter leur puissance frigorifique à la charge thermique du local.

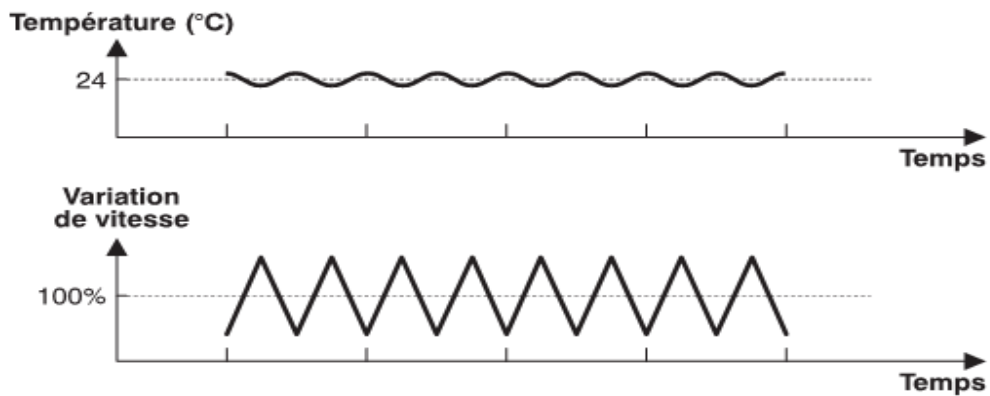


Figure (II,21) : Régulation INVERTER [38].

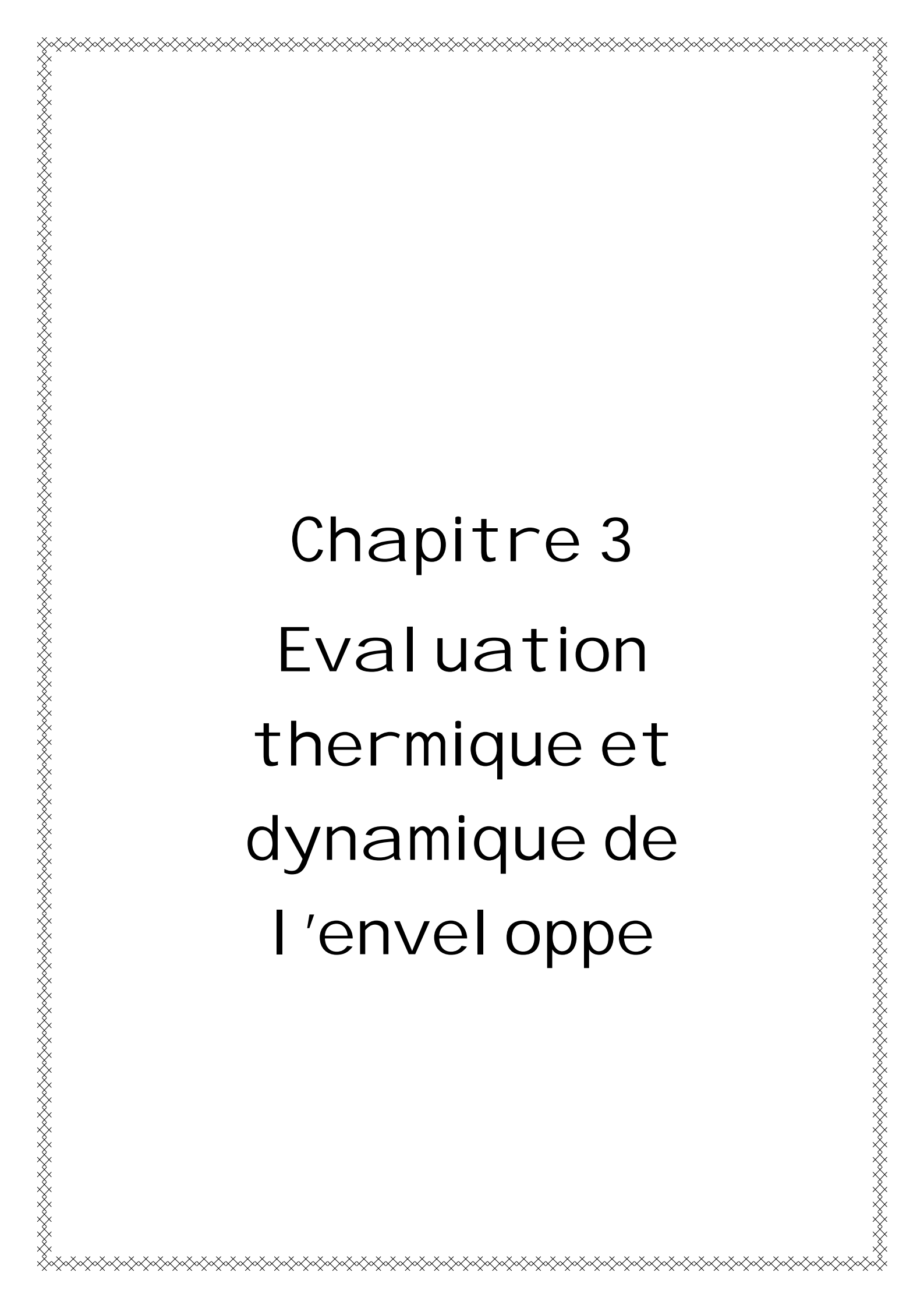
Quand l'écart mesuré entre le point de consigne et la température du local augmente, le système de régulation agit sur la vitesse de rotation du compresseur qui voit sa puissance frigorifique augmenter, il permet une variation de vitesse du compresseur sans pertes importantes de rendement, ce mode de régulation est appelé « INVERTER ».

II.10.4 La régulation du condenseur

Lorsque la température de l'air extérieur diminue, la capacité de refroidissement du condenseur augmente.

Paradoxalement, cette situation perturbe le fonctionnement correct de l'évaporateur et entraîne une perte de puissance de ce dernier. Le confort dans le local n'est alors plus assuré. A l'extrême, le pressostat basse pression de sécurité de l'appareil peut commander l'arrêt de l'installation.

Pour remédier à ce problème, il faut que la puissance du condenseur soit réglée en fonction de la température extérieure, pour ça si la température de l'air diminue, le débit d'air doit aussi diminuer afin de conserver un échange constant.



Chapitre 3

Evaluation thermique et dynamique de l'enveloppe

Introduction

Le renchérissement de l'énergie a popularisé la notion d'isolation, on conséquence l'isolation est passée du statut de nécessaire à celui d'indispensable, nous allons donner dans ce chapitre les notions de base qui permettront de juger des qualités des systèmes isolants, déterminer les charges thermiques, fait une simulation de la distribution de la température est de la vitesse dans les voitures de voyageurs.

- Isolation thermique : terme générique utilisé pour décrire le processus de réduction du transfert de chaleur au travers un système, ou pour décrire le composant ou système qui est performant pour cette fonction.

L'isolation thermique peut être réalisée à l'aide d'un matériau, d'un produit ou d'un système isolant.

- Matériau isolant thermique : substance ou mélange de substances dont les propriétés d'isolation résultent de sa nature chimique ou de sa structure physique.

- Produit isolant thermique : matériau d'isolation thermique prêt à l'emploi y compris parements ou enduits.

- Système d'isolation thermique : association de deux ou plusieurs composants dont l'un au moins est un produit ou un matériau isolant.

III.1- But de l'isolation thermique

On ces que les buts de l'isolation thermique les plus courants sont :

- La conservation de l'énergie thermique, en réduisant l'échange de chaleur ou de froid entre un appareil ou une tuyauterie et l'air ambiant.

- Le contrôle des températures, en limitant la chute de température d'un fluide s'écoulant dans une canalisation ou stocké dans un réservoir.

- L'anti-condensation, cause éventuelle de corrosion, en évitant les condensations sur les parois froides.

- La protection contre le gel, en prolongeant la durée avant solidification d'un fluide immobile dans une canalisation.

- Le confort, en évitant les brûlures au contact de parois chaudes ou en évitant dans un local un dégagement trop considérable de chaleur dû au rayonnement de parois chaudes.

III.2- Caractéristiques générales des isolants

Les matériaux isolants doivent posséder un certain nombre de qualités qui énumérées ci dessous :

- Etre léger et non hygroscopique pour conserver ses qualités isolantes dans le temps.
- Etre imputrescible.
- Etre inodore, afin de ne pas communiquer d'odeurs aux denrées entreposées.
- Etre ininflammable et ignifuge.
- Etre résistant au tassement, pour ne pas se tasser après sa mise en place afin d'éviter de créer des manques d'isolation.
- Etre très perméables a la vapeur d'eau, afin d'éviter des condensations ou des congélations de vapeur d'eau a l'intérieur de l'isolant.

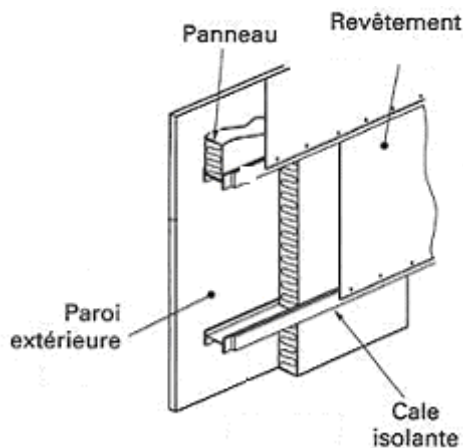


Figure (III.1) : Disposition de l'isolant [39].

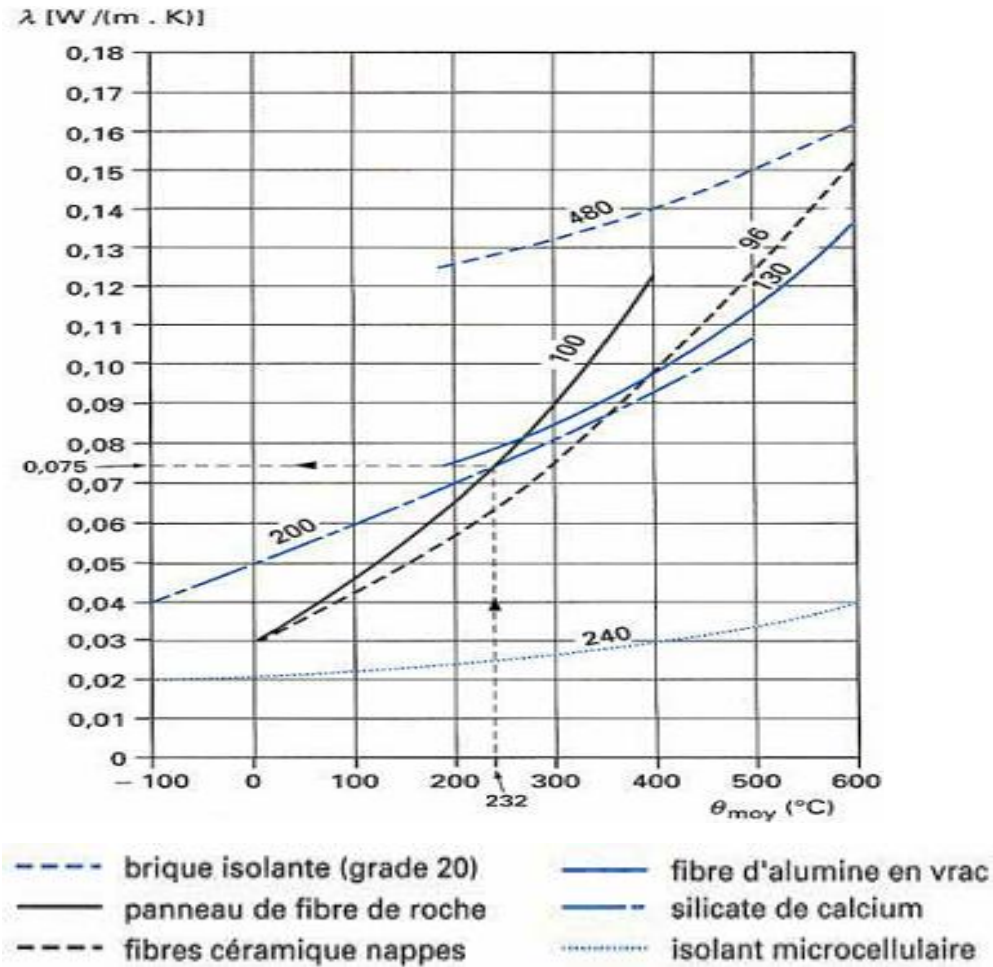


Figure (III.2): Variation de la conductivité thermique de divers isolants [40].

III.3- Formules de base pour calculer les déperditions

III.3-1 Flux de chaleur

Les formules fondamentales du flux de chaleur au travers d'une surface isolée sont établies en régime permanent, elles sont obtenues à partir de l'intégration de l'équation de Fourier :

$$dQ = -\lambda dS \left(\frac{d\theta}{de} \right) \quad (III.1)$$

Cette équation donne la densité du flux dQ à travers un volume élémentaire entourant un point à la température $\theta(C)$, de surface d'échange dS et d'épaisseur de ,

d'où $\frac{d\theta}{de}$ gradient de température suivant la normale à dS .

λ : coefficient de conductivité, est fonction à la fois du corps considéré et de la température ; l'intégration se fait entre les températures des deux faces en considérant la valeur moyenne de λ .

III.3-1-1) Cas d'une paroi plane

Pour une paroi plane de surface unitaire et d'épaisseur e , l'intégration donne :

$$Q = \left(\frac{\lambda}{e} \right) \Delta T \quad (\text{III.2})$$

La valeur $\left(\frac{e}{\lambda} \right)$ appelées résistance thermique R .

III.3-1-2) Cas d'une paroi cylindrique

Pour une paroi cylindrique de longueur unitaire, de diamètre interne D_i et de diamètre externe D_e , l'intégration donne :

$$q = \frac{2\pi\lambda\Delta T}{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)} \quad (\text{III.3})$$

La valeur $\frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi\lambda}$ appelées résistance thermique R .

III.3-1-3) Cas de paroi composé

La valeur du flux au travers de parois composées de couches parallèles est donnée par :

$$Q = \frac{\Delta T}{\Sigma R} \quad (\text{III.4})$$

III.3-1-3-1) Cas de paroi plane

Les résistances thermiques comprennent sont :

- La résistance superficielle du fluide chaud au contact de la paroi chaude dont la

valeur est $R = \frac{1}{h_i}$.

- Les résistances thermiques de chacune des couches isolantes dont la valeur totale sont $R = \Sigma \left(\frac{e_n}{\lambda_n} \right)$.

- La résistance superficielle de l'air ambiant au contact de la paroi froide dont la valeur est $R = \frac{1}{h_e}$.

Par conséquent, la formule générale de la déperdition des parois planes est :

$$Q = \frac{\Delta T}{\Sigma R} = \frac{(T_i - T_e)}{\left(\frac{1}{h_i} + \Sigma \left(\frac{e_n}{\lambda_n} \right) + \frac{1}{h_e} \right)} \quad (\text{III.5})$$

III.3-1-3-2) Cas de paroi cylindrique

Les résistances thermiques rencontrées sont :

- Pour la résistance superficielle au contact du fluide chaud $\frac{1}{\pi h_i D_i}$.
- Pour chacune des couches isolantes $\frac{\ln \left(\frac{D_{n+1}}{D_n} \right)}{2\pi \lambda_n}$.
- Pour la résistance superficielle au contact de l'air $\frac{1}{\pi h_e D_{ei}}$.

Par conséquent, la formule générale de la déperdition des parois cylindriques est :

$$q = \frac{\Delta T}{\Sigma R} = \frac{(T_i - T_e)}{\left(\frac{1}{h_i D_i} + \Sigma \left(\frac{1}{2\lambda_n} \ln \frac{D_{n+1}}{D_n} \right) + \frac{1}{h_e D_e} \right)} \quad (\text{III.6})$$

III.3-2 Coefficient de conductivité

La valeur du coefficient de conductivité varie essentiellement en fonction du gradient de température au sein de l'isolant ainsi que de sa nature physique.

Pour les isolants à structure cellulaire fermée dont l'emploi est généralisé pour les températures négatives (cas des mousses plastiques), la variation du coefficient de conductivité λ suit la loi générale suivante :

$$\lambda = \frac{\rho_g \cdot \lambda_s}{\rho_s \cdot f} + \lambda_g + e_a r \quad (\text{III.7})$$

Avec

λ_g , ρ_g masse volumique, coefficient de conductivité du gaz contenu dans les cellules.

λ_s , ρ_s masse volumique, coefficient de conductivité de la matrice solide.

e_a dimension des cellules.

r rayonnement de la matrice solide $r = 4\rho_r T^3$.

f coefficient fonction de la forme des cellules.

La qualité de l'isolant s'améliore si :

- Le volume total des cellules est le plus grand possible.
- Le coefficient de conductivité de la matrice solide est le plus faible possible.
- Le coefficient de conductivité du gaz contenu dans les cellules est le plus faible possible, d'où l'intérêt d'employer un gaz lourd, à condition que les cellules soient fermées et étanches à ce gaz.

Pour les isolants à structure fibreuse dont l'emploi est largement répandu pour les isolations à températures positives, la transmission de la chaleur se fait par :

- Convection solide au travers de la matrice solide.
- Convection gazeuse.
- Rayonnement.

Il s'ensuit que la variation du coefficient de conductivité d'un isolant fibreux suit la loi générale :

$$\lambda = a\sqrt{T} + bT^3 \quad (\text{III.8})$$

Avec

$a\sqrt{T}$ représentant la conduction gazeuse et bT^3 exprimant le rayonnement.

a et b étant des caractéristiques de la matière fibrée et du mode de fibrage.

La valeur moyenne du coefficient de conductivité est donc :

$$[\lambda_m]_{T_1}^{T_2} = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} (a\sqrt{T} + bT^3) dT \quad (\text{III.9})$$

L'influence du mode de fibrage est très importante, car si l'on compare deux produits dont l'un est à fibrage intégral et l'autre comporte de 35 à 45 % d'infibrés, il faut pratiquement doubler la masse volumique du second pour obtenir le même coefficient de conductivité.

Pour un même mode de fibrage, on diminue donc la valeur du coefficient de conductivité si l'on augmente la masse volumique.

Quelques chiffres concernant les valeurs des coefficients de conductivité pour les métaux les liquides et les gaz.

métaux	$(10 \text{ à } 10^2) \left[\frac{w}{m.k} \right]$
argent	420
Cuivre	370
Fer	67
Liquides	$(\approx 10^{-1}) \left[\frac{w}{m.k} \right]$
Eau	0,6
Huile	0,1
Gaz	$(\approx 10^{-2}) \left[\frac{w}{m.k} \right]$
Air	0,024
Dioxyde de carbone	0,014
Fréon	0,007

Tableau (III.1) : Conductivités thermiques des différents matériaux homogènes à 20 °C [41].

III.3-3 Coefficients d'échange superficiel

Les coefficients d'échange superficiel peuvent être calculés par les formules suivantes :

III.3-3-1) Coefficient d'échange superficiel interne h_i

On voit que l'influence des échanges superficiels internes est généralement très faible sur les déperditions et que dans la majeure partie des cas, ils peuvent être

négligés dans les calculs mais leur connaissance est nécessaire dans les conduites de fortes sections véhiculant de l'air ou des fumées.

Le coefficient d'échange superficiel interne donné par la relation :

$$h_i = 3,57 F (T_{air} - T_{paroi}) \frac{(s \cdot \rho_{air} \cdot v)^{0,75}}{D^{1,75}} \quad (III.10)$$

Avec F donné par l'abaque de la figure 6.

ρ_{air} (kg/m) masse volumique de l'air.

v (m/s) vitesse du fluide dans la conduite.

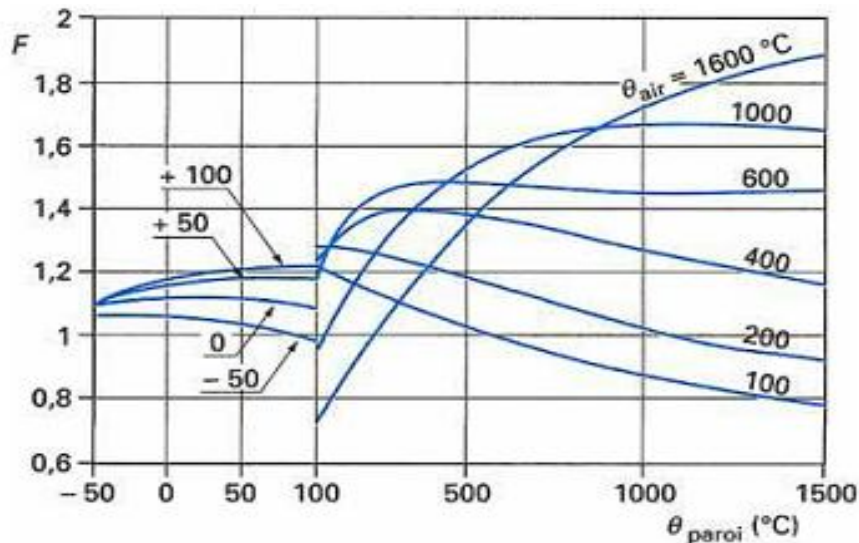


Figure (III.3) : Détermination du coefficient F en fonction de la température moyenne de l'air et de la température de paroi. [40]

III.3-3-2) Coefficient d'échange superficiel externe h_e

Lorsque l'air est rigoureusement calme, le coefficient d'échange superficiel a pour valeur :

$$h_e = \alpha + \xi \quad (III.11)$$

α, ξ traduisant respectivement l'influence de la convection et du rayonnement.

Avec

$$\alpha = p (T_{se} - T_a)^{0,25} \quad (III.12)$$

Où

$p = 2,49$ pour les surfaces horizontales avec flux dirigé vers le haut.

$p = 1,31$ pour les surfaces horizontales avec flux dirigé vers le bas.

$p = 1,84$ pour les surfaces verticales.

$$\xi = \rho_r \frac{\left[\left(\frac{T_{se}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a}{100} \right)^4 \right]}{(T_{se} - T_a)} \quad (\text{III.13})$$

Lorsque l'air est en mouvement, on garde la même expression pour ξ et l'on applique les formules empiriques suivantes pour α :

- Pour les surfaces planes :

$$\alpha = 5,22 + 3,94v \quad \text{si } v < 5\text{m/s}$$

$$\alpha = 7,10v^{0,78} \quad \text{si } v > 5\text{m/s}$$

- Pour les surfaces cylindriques :

$$\alpha = 4,15 \frac{v^{0,8}}{D^{0,2}}$$

III.3-4) Température de surface

De la constance du flux en régime permanent, on tire les égalités suivantes :

- Pour les surfaces planes :

$$T_{se} = T_a + \frac{T_i - T_a}{1 + h_e \sum \frac{e}{\lambda}} \quad (\text{III.14})$$

- Pour les parois cylindriques :

$$T_{se} = T_a + \frac{T_i - T_a}{1 + h_e \sum \left(\frac{D_{n+1}}{2\lambda} \ln \frac{D_{n+1}}{D_n} \right)} \quad (\text{III.15})$$

III.4- Détermination de l'épaisseur de l'isolation

III.4-1) Épaisseurs en absence d'exigence particulière

En l'absence d'exigences particulières, il faut se souvenir que la loi limite à 55 °C la température des surfaces accessibles, donc il convient de vérifier que l'épaisseur retenue permet de limiter la température de surface à cette valeur.

L'épaisseur est obtenue à l'aide des relations suivantes :

- Pour les surfaces planes :

$$e = \frac{\lambda(T_i - T_{se})}{h_e(T_{se} - T_a)} \quad (\text{III.16})$$

- Pour les surfaces cylindriques :

$$D_e \ln \frac{D_e}{D_i} = \frac{2\lambda(T_i - T_{se})}{h_e(T_{se} - T_a)} \quad (\text{III.17})$$

Dans l'équation précédente, la valeur de e est déterminée à l'aide de l'abaque de la figure 4.

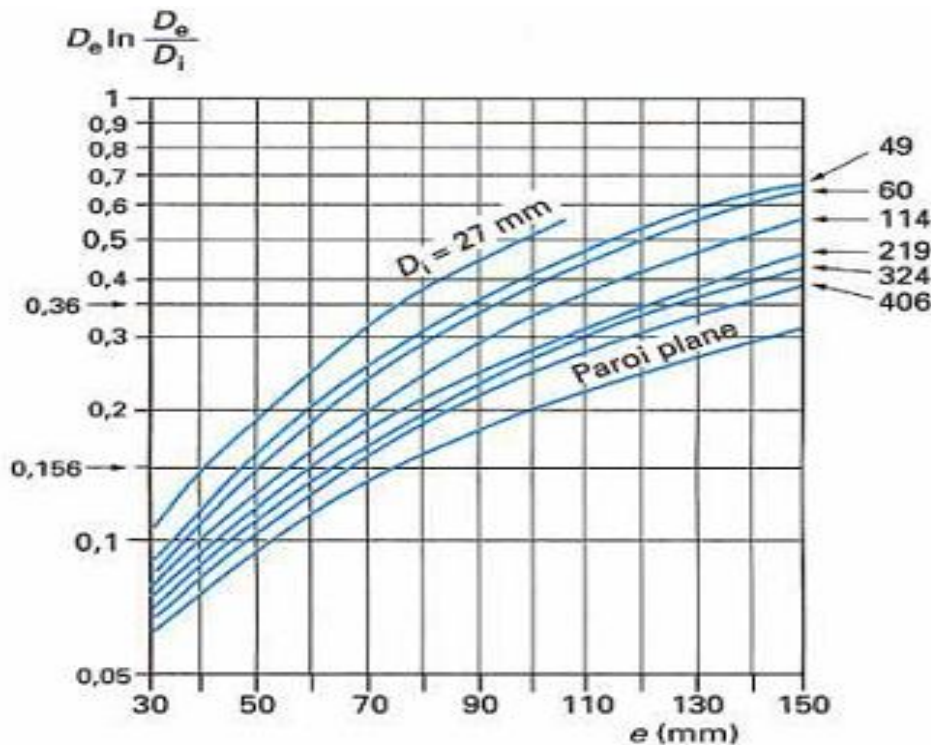


Figure (III.4) : Détermination de l'épaisseur e en fonction du diamètre intérieur D_i et du rapport $D_e \ln D_e / D_i$. [40]

III.4-2) Epaisseurs conditionnées par une exigence technique

Il peut s'agir soit de limiter les déperditions totales afin de satisfaire à un bilan thermique serré, soit de limiter la chute ou l'augmentation de température dans une conduite, soit d'éviter un abaissement ou une élévation trop forts de la température d'un fluide stocké dans un réservoir, et cela pendant une durée déterminée.

❖ Limitation du flux thermique Q_{\max}

- Pour les surfaces planes :

$$e = \lambda \left(\frac{T_i - T_a}{Q_{\max}} - \frac{1}{h_e} \right) \quad (\text{III.18})$$

- Pour les surfaces cylindriques :

$$D_e \ln \frac{D_e}{D_i} = 2\lambda \left(\frac{T_i - T_a}{Q_{\max}} - \frac{1}{h_e} \right) \quad (\text{III.19})$$

III.5- Étude de l'isolation thermique dans les voitures

Les charges thermiques se répartissent en deux catégories : les charges thermiques externes et les charges thermiques internes.

- Les charges thermiques externes comprennent :
 - Les charges dues aux apports de chaleur par transmission à travers l'enveloppe de la voiture.
 - Les charges dues au renouvellement d'air.
 - Les charges dues à l'ouverture des portes.
- Les charges thermiques internes comprennent :
 - Les charges dues à l'éclairage.
 - Les charges dues aux personnes.

III.5-1 Les charges thermiques externes

III.5-1-1 Charge thermique par transmission à travers les parois (Q_{tr})

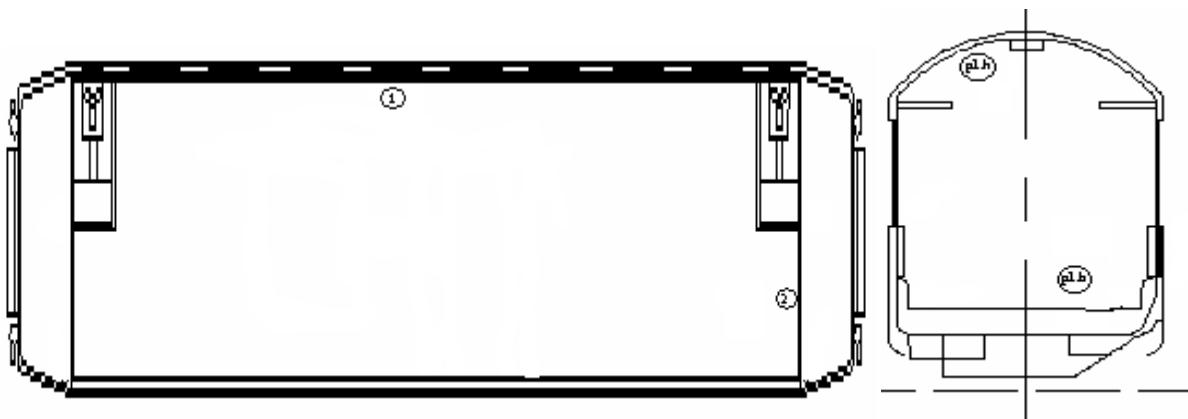


Figure (III.5) – Vu en plan de la voiture.

On procède à ce calcul paroi par paroi, c'est à dire d'abord les quatre parois verticales puis le plancher haut et enfin le plancher bas.

$$Q_{tr} = K.S.\Delta T \quad (III.20)$$

Avec :

K : Coefficient de transmission thermique de la paroi considérée en $W/m^2.K$.

S : Surface de la paroi considérée en m^2 .

ΔT : Différence de température entre les deux cotés de la paroi considérée en K.

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \sum \left(\frac{e_n}{\lambda_n} \right) + \frac{1}{h_e} \right)} \quad (III.21)$$

Coté externe de la paroi	1/h _e	Coté interne de la paroi	1/h _i
Cas où il est en contact avec l'air	0,03	Cas de ventilation mécanique	0,06
Cas où il est en contact avec un autre local	0,12	Cas de ventilation naturelle	0,12

Tableau (III.2) : Résistance thermiques superficielles des parois. [42]

On commence par déterminer le coefficient de transmission thermique K de la paroi :

$$K = \frac{1}{\left(0,06 + \frac{0,05}{0,041} + 0,03 \right)} = 7,15 \left[\frac{W}{m^2.K} \right]$$

D'ou les charges thermiques suivantes :

Pour la paroi extérieure 1 :

$$Q_{tr.1} = K.S.\Delta T$$

$$Q_{tr.1} = 7,15.(14.2,5 - 0,9^2.8).(40 - 18)$$

$$Q_{tr.1} = 4486,2[W]$$

Pour la paroi extérieure 2 :

$$Q_{tr.2} = K.S.\Delta T$$

$$Q_{tr.2} = 7,15.(2.2,5).(40 - 18)$$

$$Q_{tr.2} = 786,7[W]$$

Pour le plancher haut :

$$Q_{tr.pl} = K.S.\Delta T$$

$$Q_{tr.pl} = 7,15.(14.2).(40 - 18)$$

$$Q_{tr.pl} = 4404,4[W]$$

D'où la charge thermique totale due aux apports de chaleur par transmission à travers l'enveloppe de la voiture est :

$$Q_{tr} = 2Q_{tr.1} + 2Q_{tr.2} + 2Q_{tr.pl}$$

$$Q_{tr} = 2.4486,2 + 2.786,7 + 2.4404,4$$

$$Q_{tr} = 19354,6[W]$$

III.5-1-1-1 Charge thermique par transmission à travers le vitrage (Q_{vit})

On commence par déterminer le coefficient de transmission thermique K de vitrage :

$$K = \frac{1}{\left(0,06 + \frac{0,007}{1,15} + 0,03\right)} = 10,42 \left[\frac{W}{m^2.K} \right]$$

D'où la charge thermique à travers le vitrage est :

$$Q_{vit} = K_{vit}.S_{vit}.\Delta T$$

$$Q_{vit} = 10,42.(0,9^2.16).(40 - 18)$$

$$Q_{vit} = 3342,32[W]$$

III.5-1-2 Charge thermique par renouvellement d'air (Q_{re})

Il est prévu de renouveler l'air ambiant dans la voiture, c'est à dire de remplacer une partie de l'air de la voiture par l'air extérieur.

La quantité d'air neuf admise doit être refroidie de la température extérieur a la température de la voiture et constitue donc une charge thermique.

La Charge thermique par renouvellement d'air a pour valeur :

$$Q_{re} = m_{ae}.\Delta h \tag{III.22}$$

Avec :

m_a : Débit massique d'air extérieur admis en Kg/s.

Δh : Déférence d'enthalpie entre l'air extérieur et l'air dans la voiture en KJ/Kg.

$$m_a = \frac{V_a \cdot \rho_a}{86400} \quad (\text{III.23})$$

Avec :

V_a : Débit volumique de l'air extérieur.

ρ_a : Masse volumique de l'air dans la voiture.

86400 : Nombre de secondes dans une journée.

$$\rho_a = \frac{\rho_0}{1 + \frac{v}{273,15}} \quad (\text{III.24})$$

Avec :

$\rho_0 = 1,293 \text{ Kg/m}^3$.

v : La température de la voiture exprimée en °C.

$$\rho_a = \frac{1,293}{1 + \frac{18}{273,15}}$$

$$\rho_a = 1,213 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Donc le débit massique d'air neuf est :

$$m_a = \frac{3200 \cdot 1,213}{86400}$$

$$m_a = 0,048 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$$

D'après le diagramme de l'air humide, l'air de renouvellement avec une température $T=40^\circ\text{C}$ et une humidité relative $\varphi=70\%$ donne une enthalpie $h_r=126\text{KJ/Kg}$.

Pour l'air dans la voiture avec une température $T=18^\circ\text{C}$ et une humidité relative $\varphi=70\%$ donne un enthalpie $h_a=41\text{KJ/Kg}$.

On a donc :

$$Q_{re} = 0,048 \cdot (126 - 41)$$

$$Q_{re} = 4080 [\text{W}]$$

III.5-1-3 Charge thermique par ouverture des portes (Q_{op})

La charge thermique par ouverture des portes est donnée par la formule :

$$Q_{op} = [8 + (0,067 \cdot \Delta T)] \tau_p \cdot \rho_a \cdot l_p \cdot h_p \cdot \sqrt{h_p \left(1 - \frac{\rho_r}{\rho_a}\right)} \cdot (h_r - h_a) \quad (\text{III.25})$$

Avec :

ΔT : Ecart de température entre les deux côtés des portes.

τ_p : Temps d'ouverture des portes.

ρ_a : Masse volumique de l'air dans la voiture.

l_p : Largeur de la porte.

h_p : Hauteur de la porte.

ρ_r : Masse volumique de l'air extérieur.

h_r : Enthalpie de l'air extérieur.

h_a : Enthalpie de l'air dans la voiture.

$$Q_{op} = [8 + (0,067 \cdot 22)] 5 \cdot 1,213 \cdot 1,2 \cdot 2 \cdot \sqrt{2 \left(1 - \frac{1,1}{1,213}\right)} \cdot (126 - 41)$$

$$Q_{op} = 4734,6 [W]$$

III.5-2 Les charges thermiques internes

III.5-2-1 Charge thermique due a l'éclairage (Q_{ec})

Les luminaires prévus doivent pouvoir résister au froid et à l'humidité, être protégés des contacts avec tous objets, et être insensibles aux effets de la poussière.

La charge thermique due a l'éclairage se calcule d'après la formule :

$$Q_{ec} = \frac{i \cdot P \cdot \tau}{24} \quad (\text{III.26})$$

Avec :

i : Nombre de luminaires.

P : Puissance de chaque luminaire.

τ : Durée de fonctionnement des luminaires.

$$Q_{ec} = \frac{4.36.12}{24}$$
$$Q_{ec} = 72[W]$$

III.5-2-2 Charge thermique due aux personnes (Q_{pe})

La charge thermique due aux personnes se calcule d'après la formule :

$$Q_{pe} = \frac{i \cdot q_p \cdot \tau}{24} \quad (III.27)$$

Avec :

i : Nombre de personnes.

q_p : Quantité de chaleur dégagée par une personne.

τ : Durée de présence de chaque personne.

$$Q_{pe} = \frac{40.180.12}{24}$$
$$Q_{pe} = 3600[W]$$

III.6 Simulation de la distribution de la vitesse et de la température dans la voiture

Nous présentons et discuterons les résultats obtenus que nous avons simulés à l'aide d'un logiciel "Fluent", il s'agit d'un écoulement d'air au sein d'une voiture de voyageurs.

III.6.1. Description du problème

Le code "Fluent" a été utilisé pour simuler le transport de l'écoulement d'air et l'évolution de la température dans la voiture de voyageurs. La configuration géométrique considérée dans le présent travail est illustrée sur la figure (III.6).

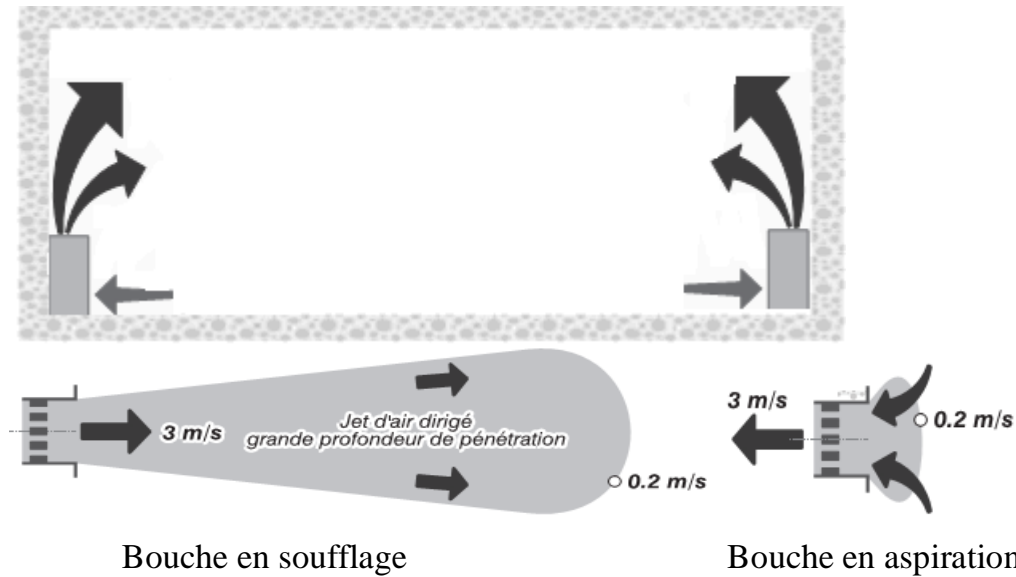


Figure (III.6) : Distribution du jet d'air en soufflage et aspiration [35].

Cette disposition est assurée le fonctionnement correct en chauffage et refroidissement. Comparons l'effet d'une grille utilisée en soufflage à celui de la même grille utilisée en aspiration, pour une même vitesse d'air (ici 3 m/s) :

La bouche de soufflage produit un jet d'une portée de 7 m.

La bouche de reprise a une portée de 0,3 m seulement (dans les deux cas, la portée correspond à l'enveloppe relative à une vitesse de 0,2 m/s)

En aspiration, la vitesse de l'air chute très rapidement avec la distance à l'ouverture car l'air aspiré provient de tout l'espace autour de la bouche. Cette vitesse n'est donc pas critique au niveau du confort thermique mais elle peut cependant l'être au niveau du confort acoustique.

Lors de l'implantation de la reprise, il faut prendre en considération le phénomène de court-circuit : l'air soufflé est aspiré avant d'avoir rempli son office, c'est-à-dire avant d'avoir influencé la température de l'ambiance.

Position de la bouche de reprise	Vitesses de reprise recommandées
Au-dessus de la zone d'occupation	4,5 m/s
Dans la zone occupée loin des sièges	3,5 - 4,5 m/s
Dans la zone occupée près des sièges	2,5 - 3,5 m/s
Bouches de portes	1,5 - 2 m/s
Sous les portes	1 - 1,5 m/s

Tableau (III.3) : Vitesse d'air des bouches de reprise.[43]

III.6.2. Discussion des résultats de simulation pendant l'été :

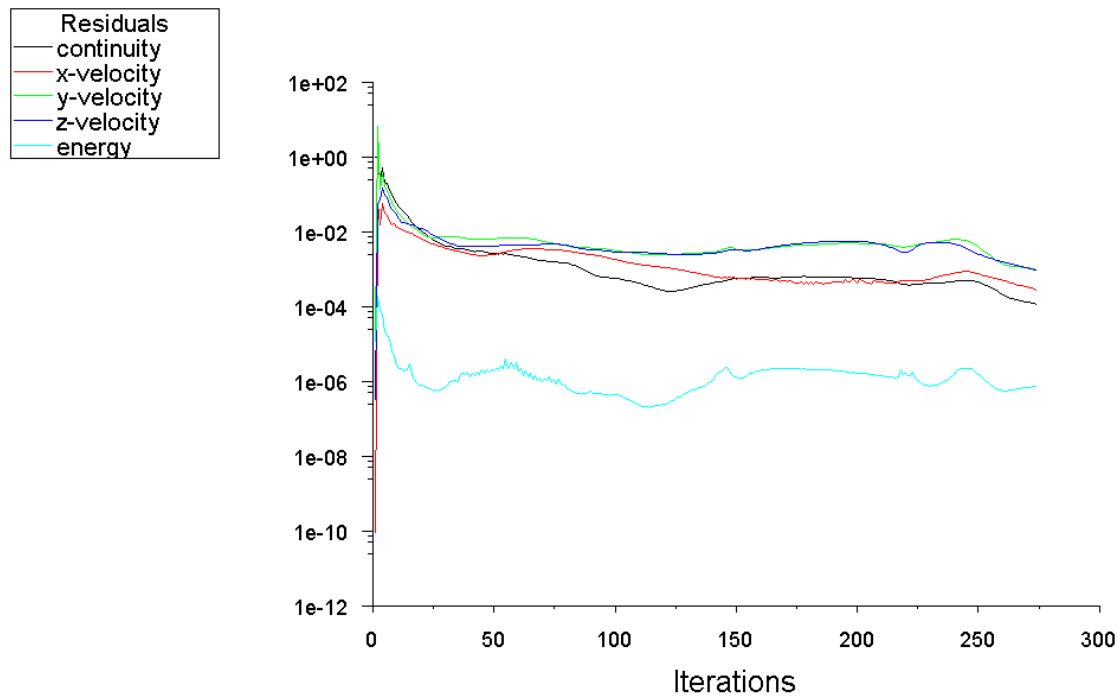


Figure (III.6) : Tracé des courbes des résidus.

La convergence sous "Fluent" est principalement surveillée suivant les valeurs des résidus des différents paramètres de l'écoulement qui sont la continuité la quantité de mouvement suivant x est suivant y, suivant z et l'énergie.

Le logiciel cessera les itérations dès lors que tous les résidus calculés soient sous la valeur du critère de convergence entré par l'utilisateur, cette valeur est à fixer selon le degré de précision désiré de la solution approchée par le code de calcul.

III.6.2.1. Etude du champ dynamique dans les voitures de voyageurs :

Dans cette section, on présente l'évolution de la vitesse dans les parois extérieures et à l'intérieur des voitures des voyageurs.

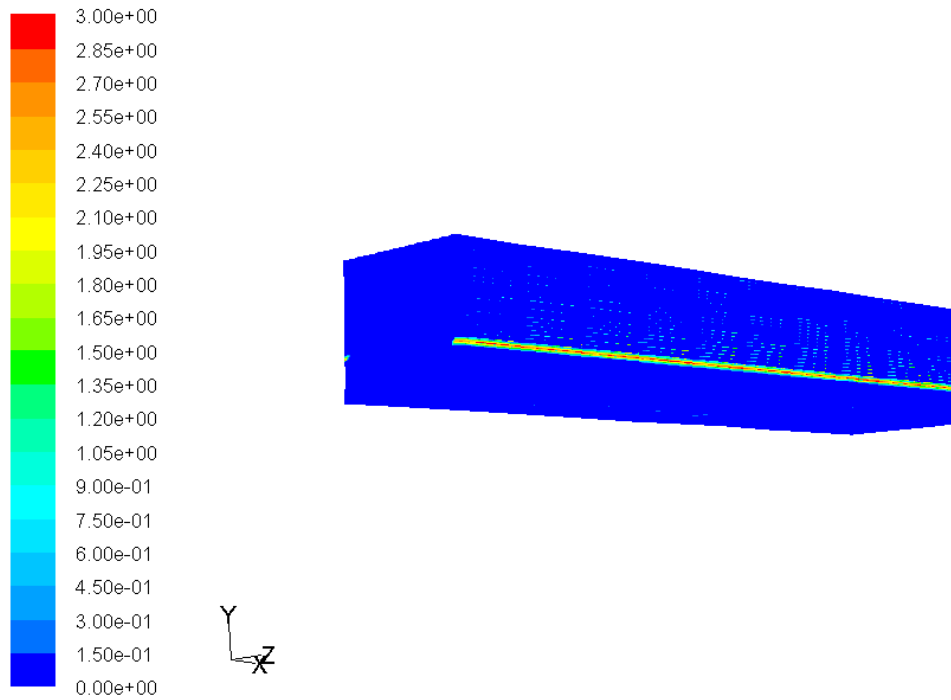


Figure (III.7) : Présentation du contour de la vitesse (m/s) dans les voitures de voyageurs.

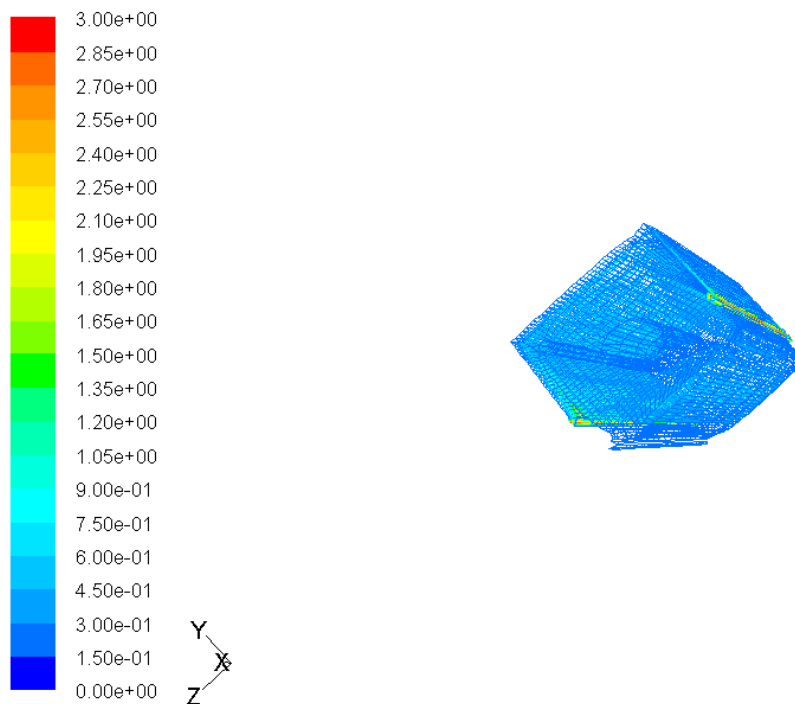


Figure (III.8) : Présentation du contour de la vitesse (m/s) dans la bouche d'aspiration.

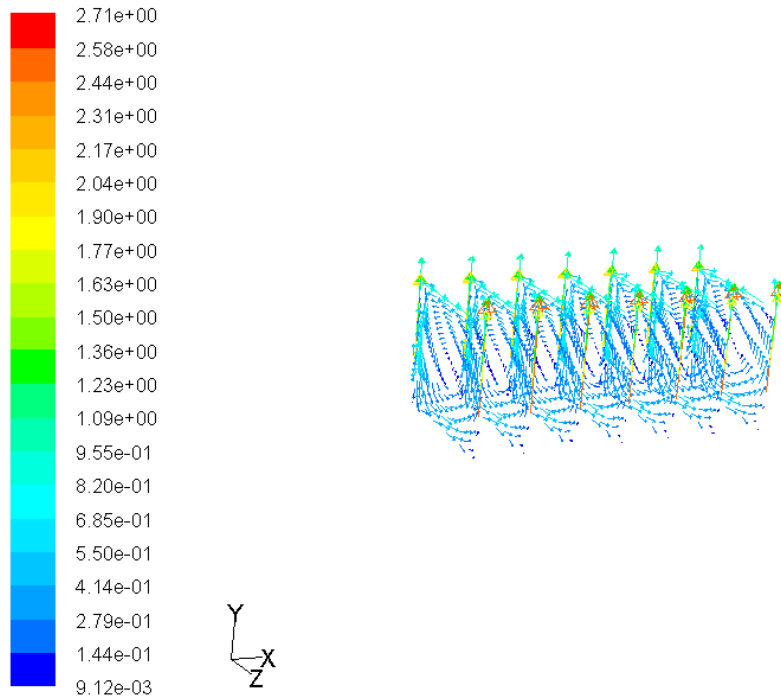


Figure (III.9) : Présentation du vecteur de vitesse dans la voiture de voyageurs.

Les figures **III.7** et **III.8** présentent les contours de vitesse dans les voitures de voyageurs, l'échelle des vitesses est représentée par des couleurs variant du bleu (faibles vitesses) au rouge (grandes vitesses).

La figure **III.9** a pour but de visualiser les zones de soufflages et d'aspirations par la direction du vecteur vitesse. Les valeurs nulles de la vitesse sont situées sur les parois.

Dans ce qui suivra, on présente l'évolution de la vitesse dans les sections longitudinales et transversales suivantes :

- $y = -1\text{ m}$.
- $y = 0\text{ m}$.
- $y = 0,6\text{ m}$.
- $y = 1\text{ m}$.
- $x = -6\text{ m}$ a $x = 6\text{ m}$.
- $z = 0, 1\text{ m}$.

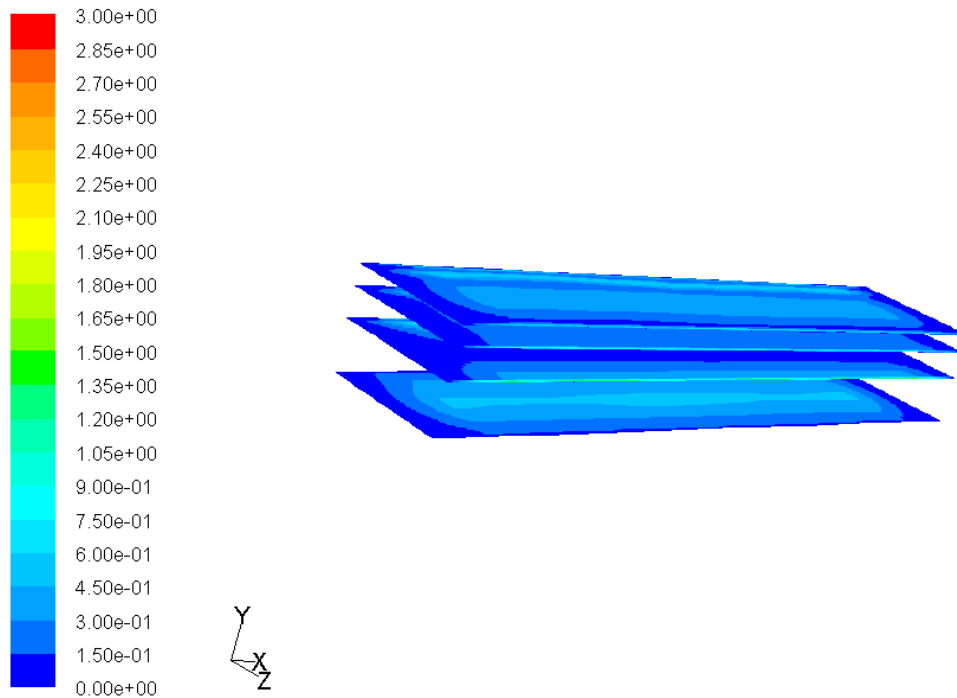


Figure (III.10) : contour de vitesse dans des sections longitudinales.

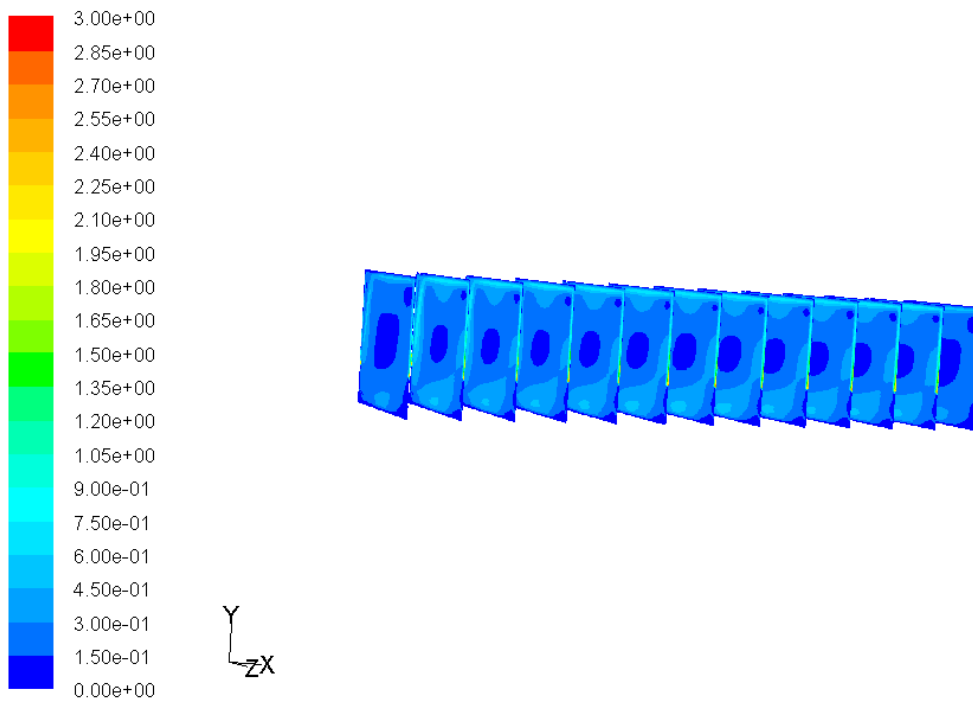


Figure (III.11) : contour de vitesse dans des sections transversales.

Une diminution de la vitesse à partir de la sortie pour la section $y=0m$ à cause de l'élargissement brusque de la section de passage dans l'espace voyageurs.

L'allure de vitesse prend une direction circulaire à cause de la position des bouches de reprise situées dans les deux côtés ce phénomène est appelé rouleaux de convection.

III.6.2.2. Etude du champ thermique dans la voiture de voyageurs :

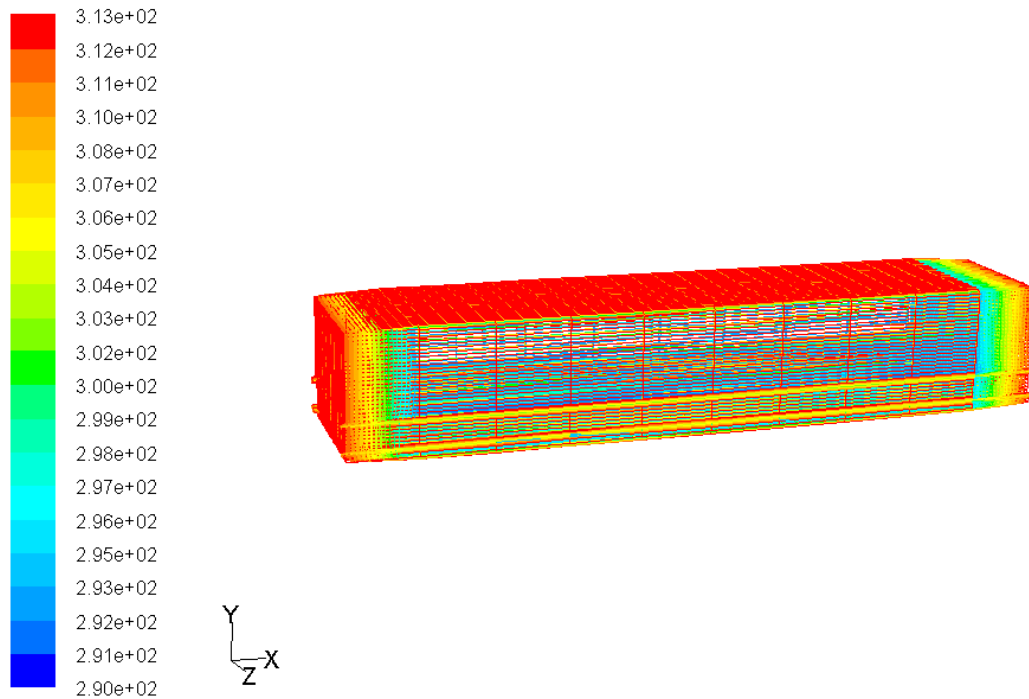


Figure (III.12) : Présentation du contour de température ($^{\circ}\text{K}$) dans la voiture de voyageurs.

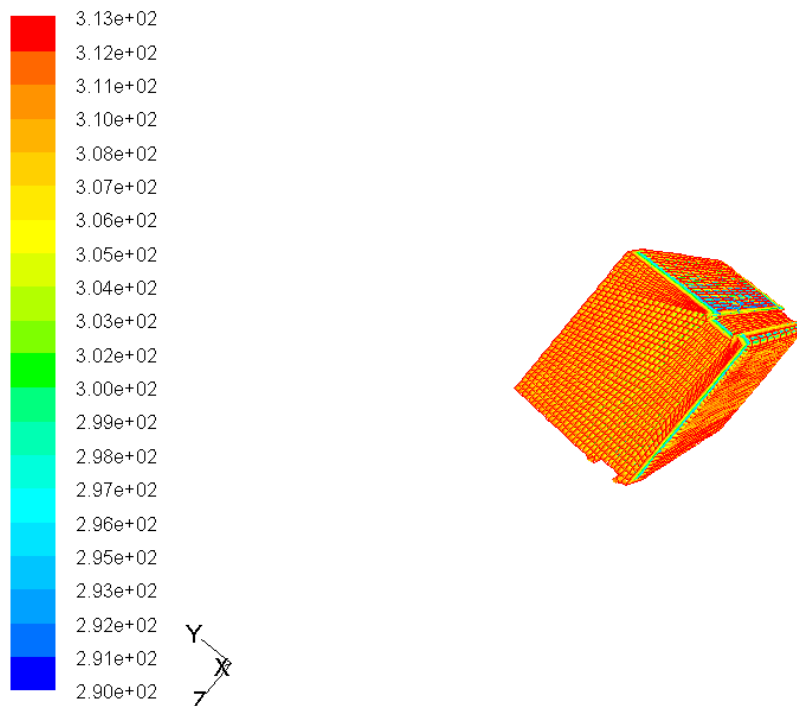


Figure (III.13) Présentation du contour de la température ($^{\circ}\text{K}$) dans la vue de face.

Les figures III.12 et III.13 présentent la variation de la température dans la voiture de voyageurs. L'échelle des températures est représentée par des couleurs variant du bleu

(basse température) au rouge (haute température).

Le champ de température présenté sur la figure III.13 montre une haute température sur les parois.

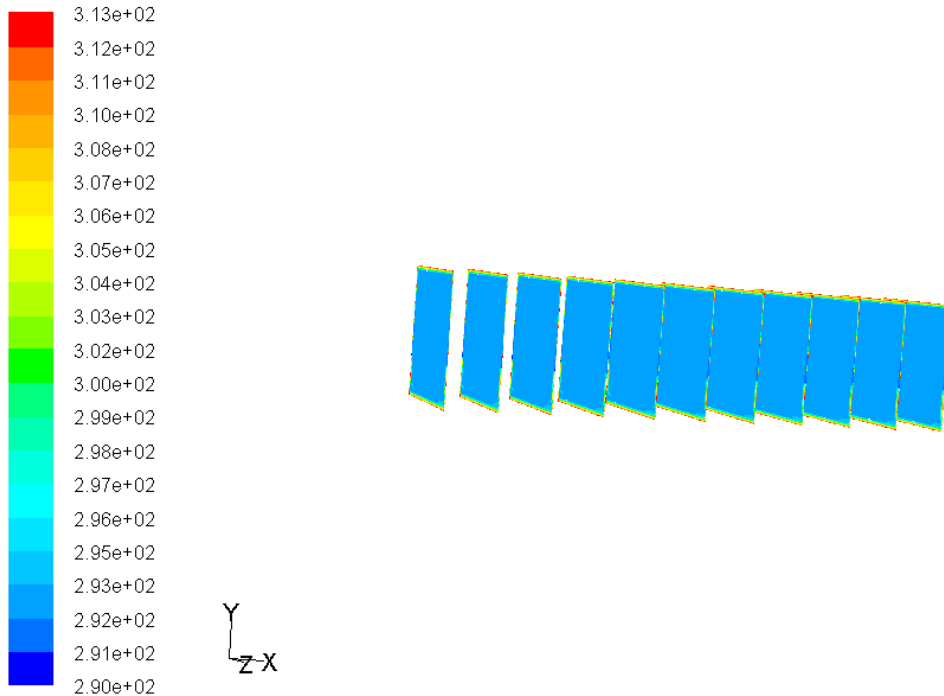


Figure (III.14) contour de température dans des sections transversales.

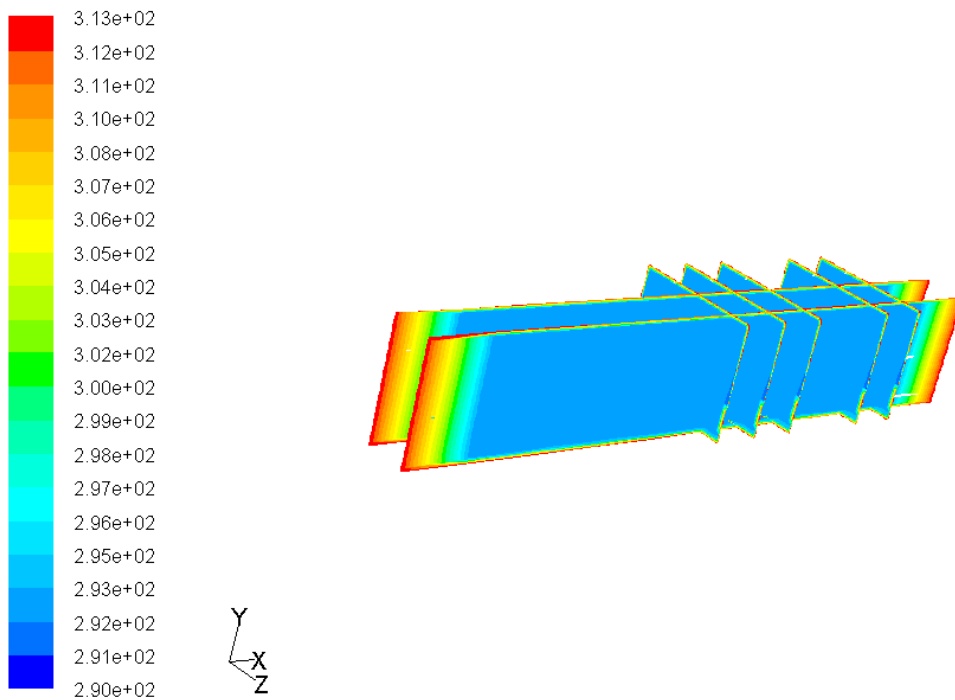


Figure (III.15) contour de température dans des sections transversales et longitudinales.

La température diminue dans la voiture juste après l'entrée dans l'espace voyageurs à cause de la convection entre les parois et l'air frais.

La température la plus élevée est située au voisinage des parois qui attendent 313°K .

La température la plus faible est située à l'espace voyageur qui attendent 290°K .

Dans les régions situées entre la bouche d'aspiration et la bouche de soufflage, on observe une température un peu plus élevée qui atteint 299°K car c'est le dernier point que l'air frais atteint, et le mouvement sur cette région est négligeable.

Il n'y a pas nécessité d'obtenir le confort dans la totalité de la voiture, on peut exister des zones dans lesquelles on est certain que les occupants ne se trouveraient pas.

III.6.3. Discussion des résultats de simulation pendant l'hiver :

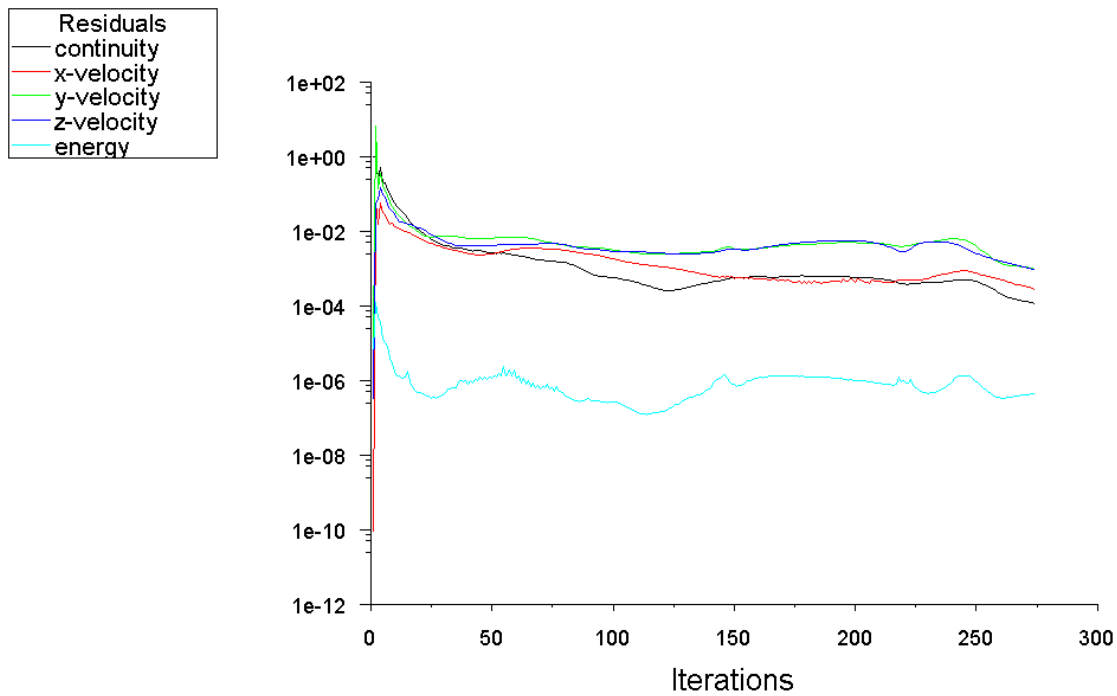


Figure (III.16) : Tracé des courbes des résidus.

La convergence est réalisée aux mêmes valeurs des résidus et d'itérations pour l'été car les différents paramètres de l'écoulement gardant le même type de conditions aux limites.

III.6.3.1. Etude du champ dynamique dans la voiture de voyageurs :

Dans cette section, on présente l'évolution de la vitesse dans les parois extérieures et à l'intérieur des voitures de voyageurs.

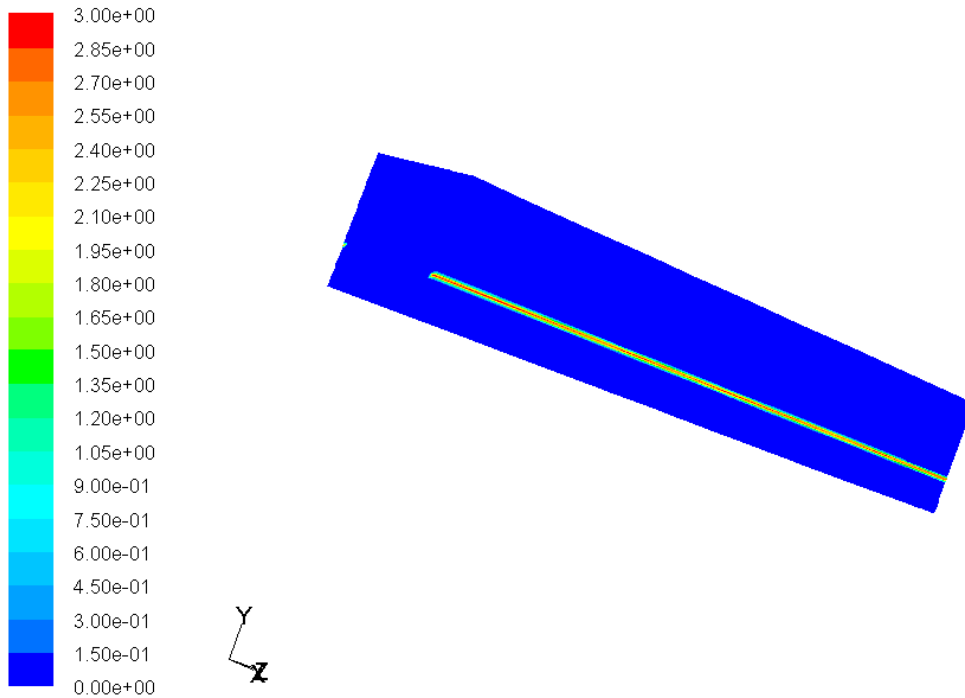


Figure (III.17) : Présentation du contour de la vitesse (m/s) dans les voitures de voyageurs.

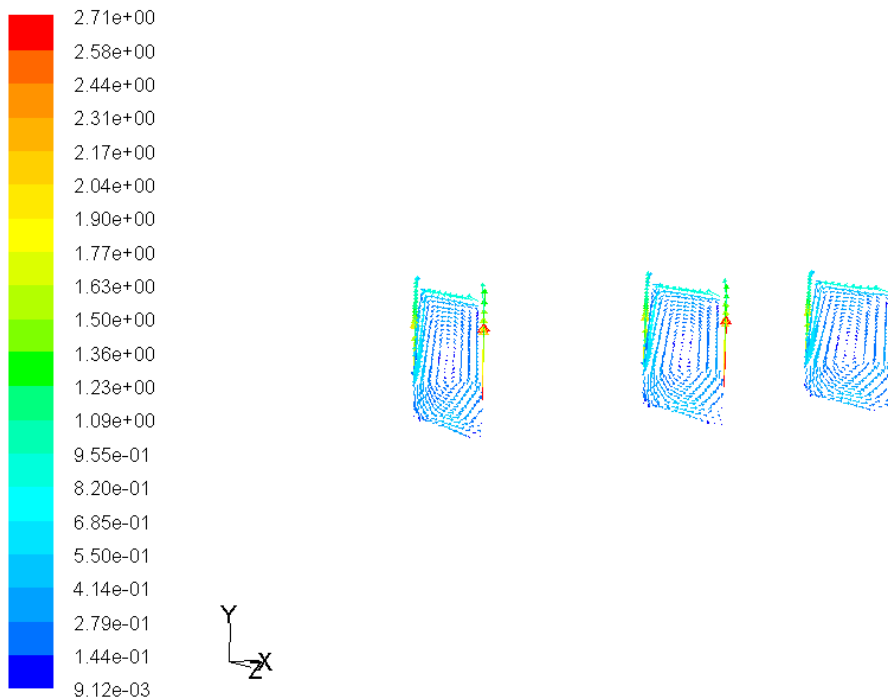


Figure (III.18) : Présentation du vecteur de vitesse dans les voitures de voyageurs.

La figure III.17 présente la distribution de la vitesse, on constate que la vitesse prend les mêmes valeurs que celles de la figure III.7.

Dans la figure III.18, sont présentés les vecteurs vitesse à l'intérieur de l'espace

voyageurs et on constate que ces vecteurs prennent les mêmes valeurs et allures que pour l'été selon la direction désiré.

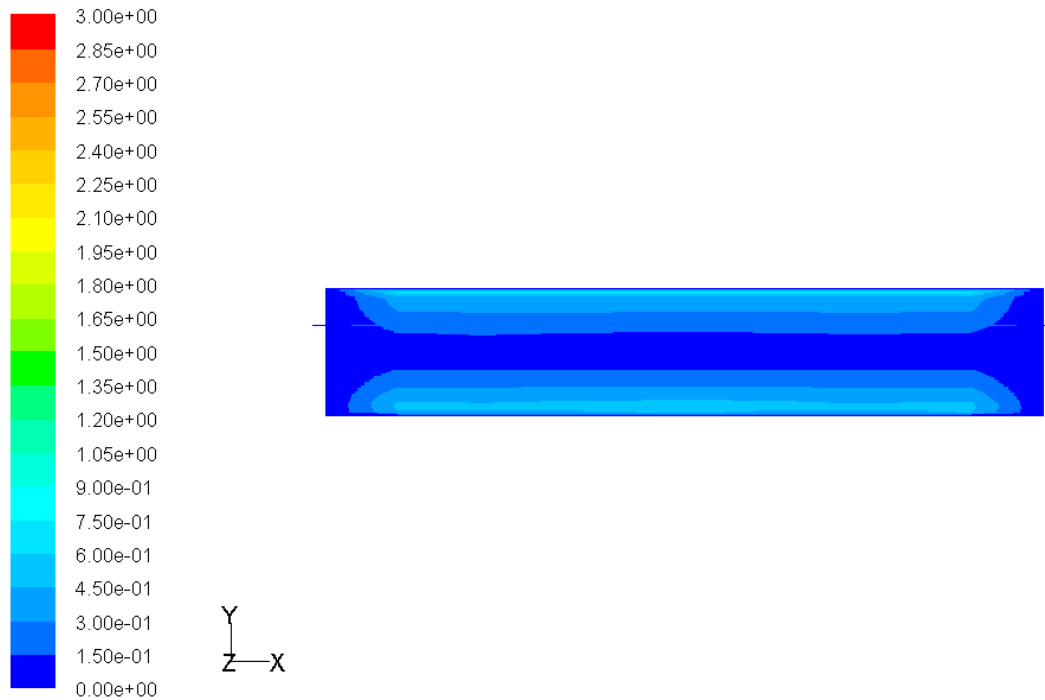


Figure (III.19) : contour de vitesse dans des sections longitudinales.

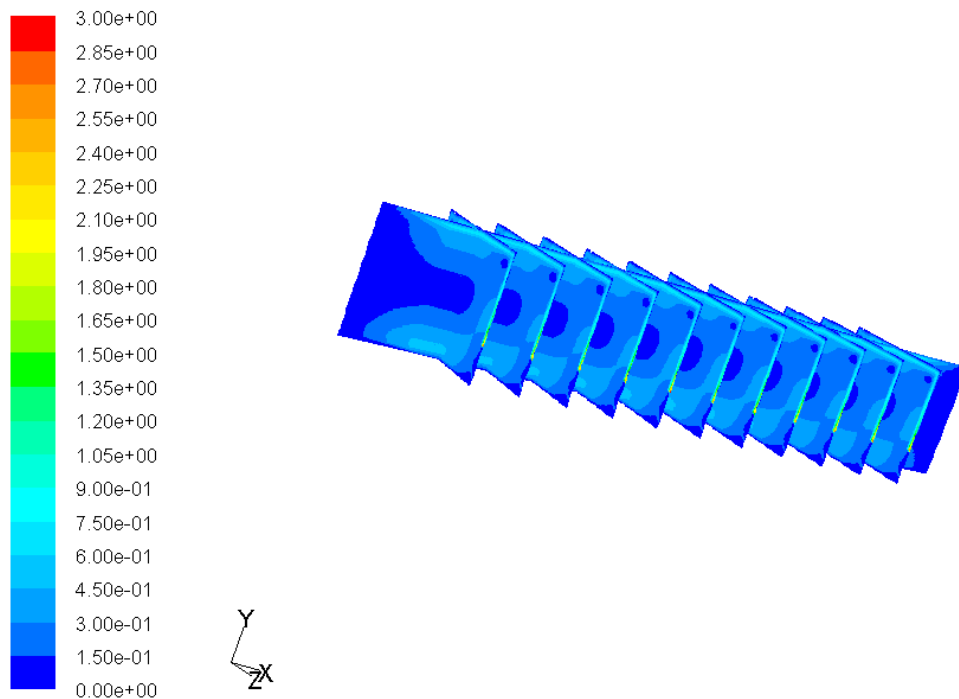


Figure (III.20) : contour de vitesse dans des sections longitudinales et transversales.

La figure **III.19** présente l'évolution de la vitesse dans les sections longitudinales $y = 0,6m$ est $z = 0m$, on constate que la vitesse atteint des valeurs importantes près de

la paroi supérieure et inférieure pour la section $y = 0,6\text{m}$ on a $v=0,3\text{m/s}$.

La figure III.20 présente la distribution de la vitesse dans la section longitudinale $z = 0\text{m}$ et pour les différentes sections transversales, la vitesse diminue à partir de la sortie de la bouche de soufflage pour atteindre la valeur $v = 1,5\text{m/s}$ à cause de la diffusion dans l'espace voyageurs.

III.6.3.2. Etude du champ thermique dans les voitures de voyageurs :

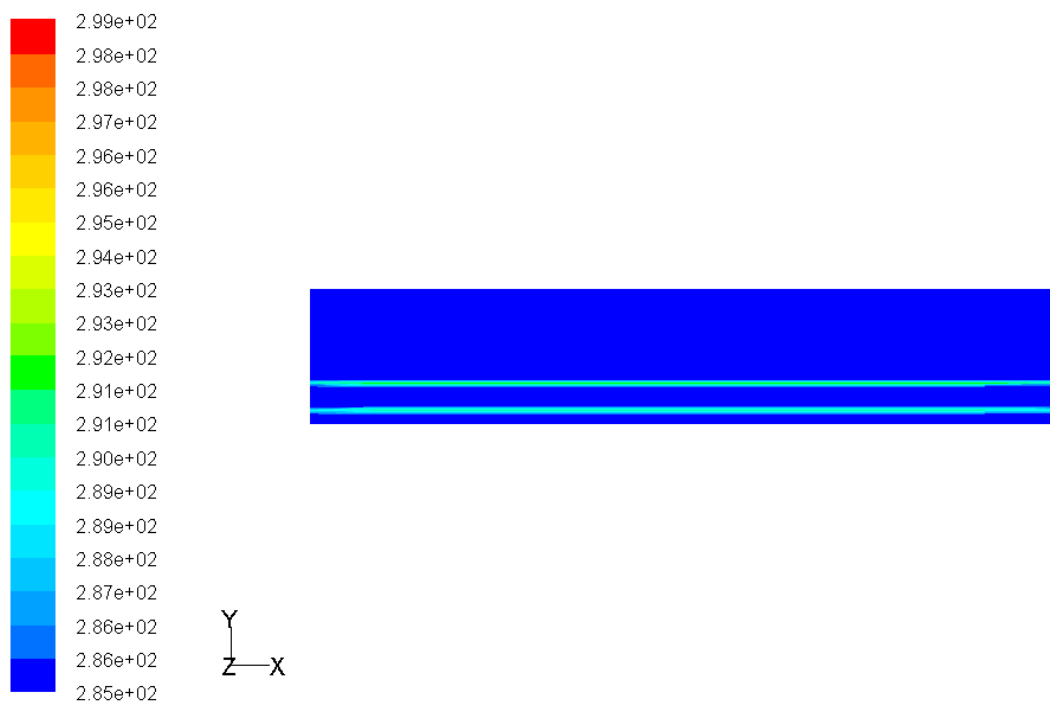


Figure (III.21) : Présentation du contour de température ($^{\circ}\text{K}$) dans les voitures de voyageurs.

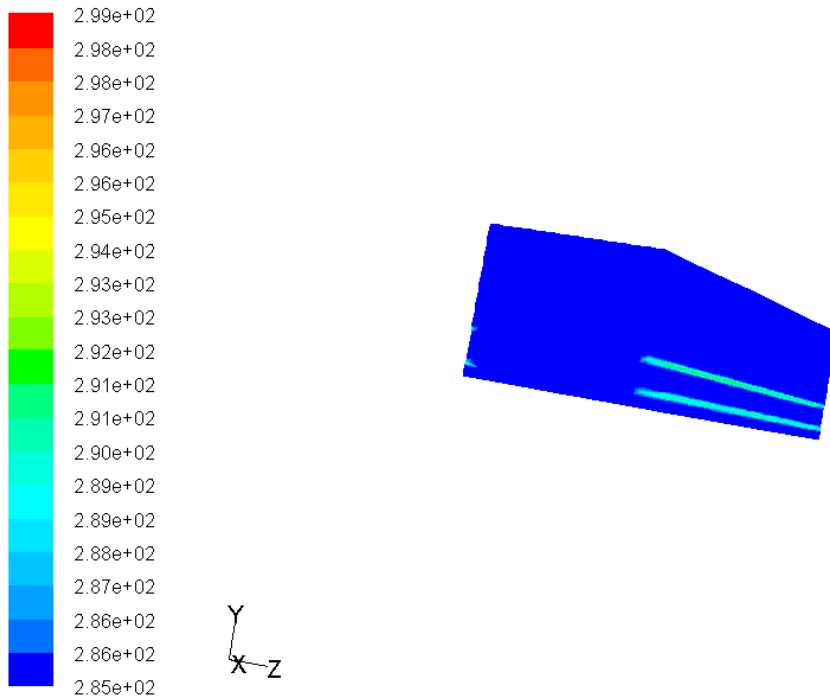


Figure (III.22). Présentation du contour de la température ($^{\circ}\text{K}$) sur la vue de face.

Les figures III.21 et III.22 présentent la variation de la température dans les voitures de voyageurs. Le champ de température présenté sur les deux figures montre une baisse température sur les parois.

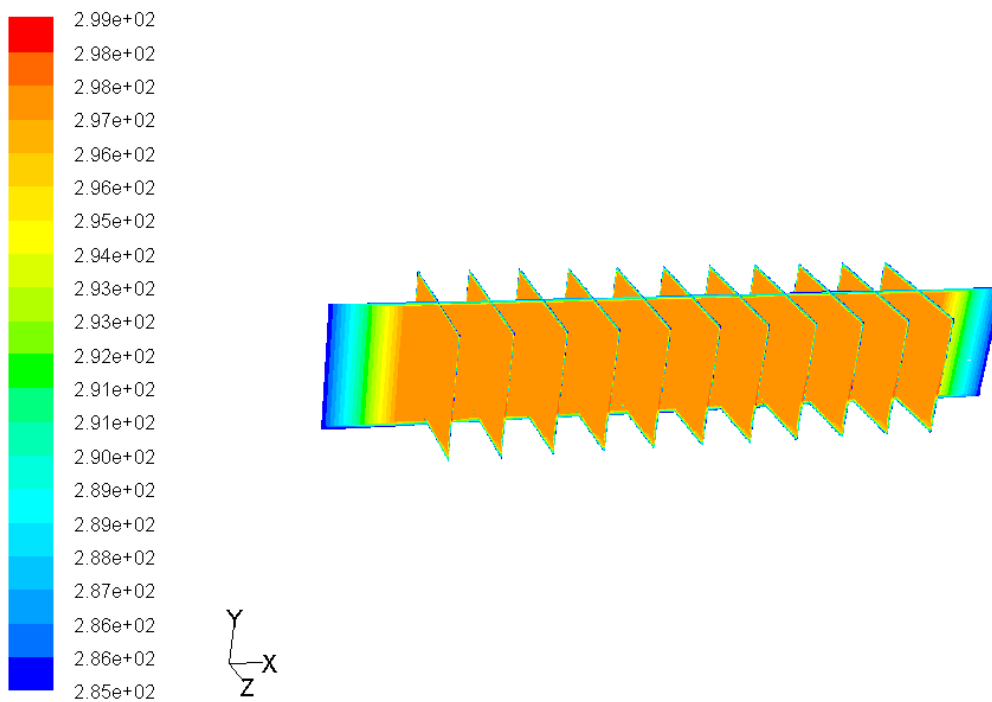


Figure (III.23). Contour de température dans des sections transversales et longitudinales.

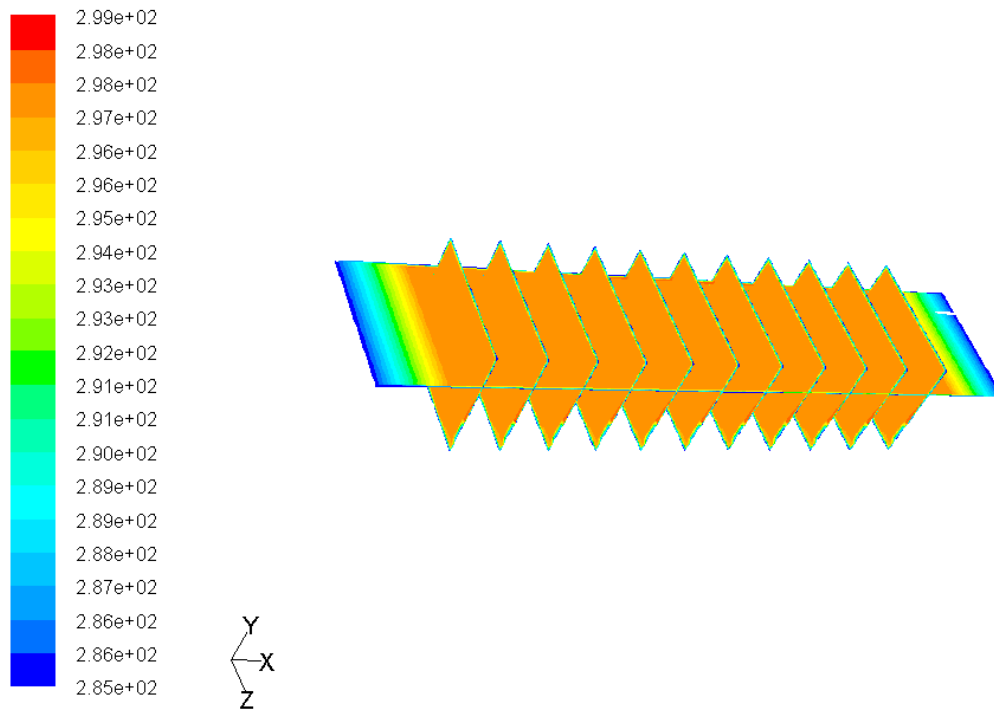


Figure (III.24) : Contour de température dans des sections transversales et longitudinales.

Les figures **III.23** et **III.24** montrent une différence de la température entre les parois extérieures et l'espace voyageurs.

La température la plus faible est située au voisinage des parois, elle atteint 285°K.

La température la plus élevée est située dans l'espace voyageur, elle atteint 298°K.

On observe une homogénéité de la température dans l'espace voyageurs.

Chapitre 4

AnAl yse des fl uides frigorigènes

Introduction

Les machines qui fonctionnent actuellement aux CFC doivent fonctionner avec d'autres substituants adaptés de type HFC dans un délai fixé jusqu'à 2015. Dans ce chapitre, on va présenter les conditions que doit remplir un fluide frigorigène de substitution. Une étude paramétrique de substitution de CFC R12 par HFC R134a pour les voitures de voyageur sera donnée en fin du chapitre.

IV.1 Définition

La norme DIN 8960 définit le fluide frigorigène comme un fluide caloporteur qui dans un processus de machine frigorifique absorbe la chaleur à basse température et à basse pression (évaporateur) et cède la chaleur à haute température et à pression élevée (condenseur).

On en distingue plusieurs types :

- **CFC**;
- **HCFC**;
- **HFC**.

CFC (chlorofluorocarbures)

Ce sont des molécules composées de carbone, de chlore et de fluor. Elles sont stables; ce qui leur permet d'atteindre la stratosphère sans trop de problèmes. A ce stade, en se transformant elles contribuent à la destruction de la couche d'ozone.

HCFC (hydrochlorofluorocarbures)

Ce sont des molécules composées de carbone, de chlore, de fluor et d'hydrogène. Elles sont moins stables que les CFC et détruisent l'ozone dans une moindre mesure. Elles sont appelées substances de transition.

HFC (hydrofluorocarbures)

Ce sont des molécules composées de carbone, de fluor et d'hydrogène. Elles ne contiennent pas de chlore et donc ne participent pas à la destruction de la couche d'ozone. On parle alors de substance de substitution.

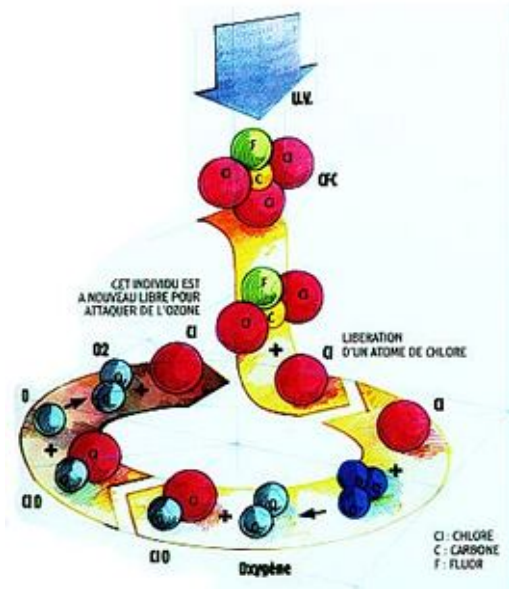


Figure (IV.1) : Cycle de vie de CFC. [44]

Autrefois, on n'utilisait exclusivement dans les installations frigorifiques mobiles que du HCFC-R 12 (CF_2Cl_2) comme fluide frigorigène. En 1974, les HCFC furent soupçonnés de détruire la couche d'ozone protectrice entourant la terre. Le décret relatif aux composés HCFC - halon interdit désormais l'utilisation d'hydrocarbures fluoro-chlorés dans les substances de substitution destinées à remplacer les fluides frigorigènes en question.

Les nouvelles installations utilisent désormais dans les installations frigorifiques modernes le fluide frigorigène HFC-R 134a ($C_2H_2F_4$).

IV.2 Exigences imposées à un fluide frigorigène idéal

IV.2.1 Propriétés physiques

IV.2.1.1 Pression d'évaporation

La pression d'évaporation doit être dans l'ensemble de la zone de travail d'au moins 1 bar. Il est ainsi possible d'éviter que de l'air ou de l'eau ne pénètre, en cas de petites fuites, dans les installations à compresseurs ouverts.

IV.2.1.2 Pression de condensation

La pression de condensation devra être maintenue aussi basse que possible, afin de limiter à un maximum les volumes de construction et les dépenses énergétiques.

Les pressions de service acceptables pour une installation sont calculées en fonction du fluide frigorigène et du type de construction du condenseur.

IV.2.1.3 Différence de pression

La différence de pression $p_c - p_0$ détermine le dimensionnement du moteur du compresseur, elle doit si possible être faible.

IV.2.1.4 Taux de compression

Il faudra essayer d'obtenir le plus petit taux de compression possible, une augmentation du taux de compression p_c / p_0 entraîne une baisse du coefficient de rendement du compresseur. Il est donc avantageux d'utiliser un fluide frigorigène ayant une courbe de pression de vapeur plate.

IV.2.1.5 Température finale de compression

La température finale de compression devrait, compte tenu de la stabilité thermique du lubrifiant utilisé, être maintenue autant que possible à une valeur basse.

Cette température dépend du fluide frigorigène, de la surchauffe d'aspiration et de la pression de condensation de l'installation, ainsi que du compresseur.

La température critique mesurée sur la paroi extérieure de la conduite est située entre 120 et 140 °C.

La température des plaques de soupapes qui atteint alors près de 160 °C est décisive. L'huile commence à se cokéfier pour des températures plus élevées.

IV.2.1.6 Solubilité dans l'eau

L'eau dans une installation frigorifique conduit à des perturbations, plus l'hydrosolubilité d'un fluide frigorigène est élevée, plus il peut fixer d'humidité, sans que n'apparaissent de pannes dans l'installation.

Les fluides frigorigènes sont livrés avec une humidité résiduelle de 20 ppm au maximum.

IV.2.1.7 Enthalpie d'évaporation et densité d'aspiration

Il faudra, lorsqu'on étudie la puissance frigorifique obtenue avec un fluide frigorigène, tenir compte de ces deux valeurs :

Si un fluide frigorigène a une enthalpie d'évaporation élevée, la même puissance frigorifique pourra être obtenue avec une cylindrée du compresseur plus faible.

Il faudra, afin que le compresseur puisse si possible transporter un maximum de fluide frigorigène, que le fluide frigorigène ait si possible au niveau de l'orifice d'aspiration une densité si possible élevée.

IV.2.1.8 Miscibilité/Solubilité des lubrifiants

Il est souhaitable, pour le retour d'huile dans les installations frigorifiques, d'obtenir une solubilité complète du fluide frigorigène liquide avec le lubrifiant.

Une immiscibilité complète, telle que nous pouvons l'observer avec le fluide frigorigène qu'est l'ammoniaque, pourra être surmontée à l'aide d'une unité de retour d'huile appropriée.

Certains fluides frigorigènes ne sont toutefois pas solubles à n'importe quelle température et n'importe quel rapport de mélange avec l'huile des machines frigorifiques. Cet inconvénient appelé « créneau de mélange » joue un rôle déterminant dans le retour d'huile. Si le rapport huile / liquide frigorigène est situé à l'intérieur du créneau de mélange, une interruption du retour l'huile peut conduire à des pannes dans le fonctionnement de l'installation.

L'évolution de ce créneau de mélange dépend du type de fluide frigorigène et du type d'huile utilisée.

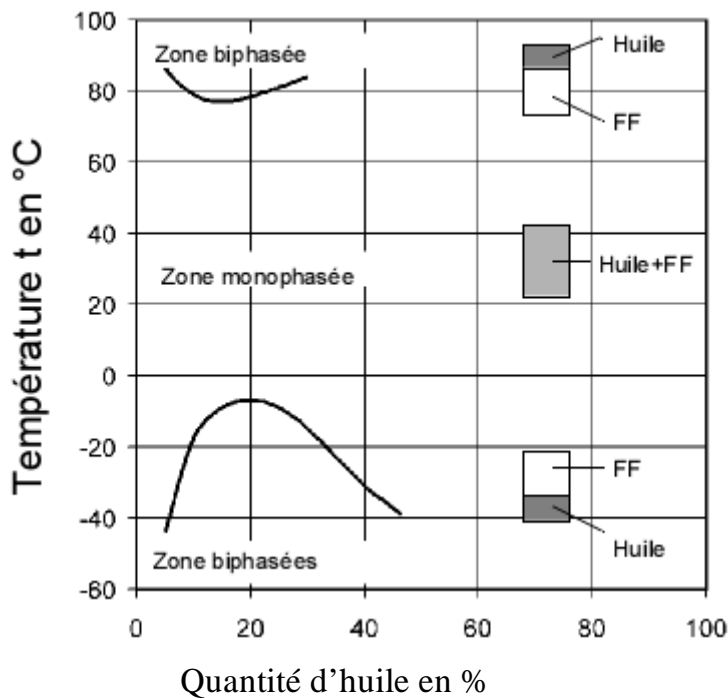


Figure (IV.2) : Caractéristique d'oléosolubilité R 134a [37].

Les zones à deux phases sont les créneaux de mélange de ce couple fluide frigorigène / huile. Les phases riches en huile et les phases riches en fluide frigorigène sont séparées. Le recyclage de l'huile dans ces phases n'est possible que pour une vitesse d'écoulement suffisante.

Le fluide frigorigène et l'huile sont miscibles dans la zone monophasée.

Le retour d'huile est fonction de la solubilité de l'huile dans le fluide frigorigène.

IV.2.2 Propriétés chimiques

Le fluide frigorigène ne devrait pas, quelles que soient les conditions de service éventuelles, réagir chimiquement avec les matériaux et les lubrifiants utilisés.

Les fluides frigorigènes eux-mêmes ne sont pas très corrosifs par rapport aux matériaux utilisés.

IV.2.3 Propriétés physiologiques

Il est souhaitable d'obtenir une grande compatibilité physiologique (absence de toxicité). La concentration maximale sur les lieux de travail pour le fluide R 134a est de 1 000 ppm cela signifie qu'aucune conséquence néfaste pour la santé n'est à craindre si l'on respire pendant une période de travail de 8 heures une quantité ne dépassant pas la valeur indiquée.

Il existe un risque d'asphyxie en cas de concentrations plus élevées dû à la réduction de la quantité d'oxygène au niveau du sol (R 134a est plus lourd que l'air). Il peut en résulter des céphalées, des nausées ainsi que des vertiges ou des pertes de connaissance.

Des produits de décomposition toxiques peuvent se former en cas d'incendie, à proximité de surfaces métalliques chaudes ou incandescentes ou en présence de lumière ultraviolette (arc électrique).

IV.2.4 Impact sur l'environnement

L'utilisation, la fabrication et l'élimination de fluides frigorigènes doivent être réalisées sans aucun effet négatif sur l'environnement. Les fluides frigorigènes et les installations se voient attribués certaines valeurs et indices permettant de juger de leur compatibilité ou incompatibilité écologique.

IV.2.4.1 Potentiel de dégradation de l'ozone (ODP)

La concentration naturelle d'ozone dans la stratosphère a connu sous l'effet des pollutions les plus diverses une dégradation constante au cours des dernières décennies, entraînant ainsi une diminution de la protection contre les rayonnements ultraviolets. Cette pollution est due généralement aux halogènes et dérivés halogénés, tels que le

chlore, le fluor et le brome qui à la suite de réactions chimiques sont libérés lors de la montée dans l'atmosphère des hydrocarbures fluoro-chlorés (HCFC).

Le « protocole de Montréal » de 1987 signé lors de la Conférence International de Montréal stipulait que les états signataires s'engageaient à supprimer d'ici la fin 1995 la production de substances responsables de la destruction de la couche d'ozone, il est interdit dans les pays signataires depuis 1995 de produire des HCFC.

Tous les états malheureusement n'ont pas signé le protocole de Montréal.

Etant donné que le temps mis par les HCFC pour atteindre la couche d'ozone est d'environ 15-20 ans, la dégradation de la couche d'ozone va se poursuivre au cours des prochaines années.

La dégradation de la couche d'ozone (plus de 50 %) est particulièrement importante au-dessus des régions polaires. Il est possible, entre septembre et novembre, lors du printemps antarctique, d'observer cette déchirure de la couche d'ozone.

Les fluides frigorigènes R 11 et R 12 ayant le potentiel de dégradation d'ozone le plus élevé se sont vus attribués la valeur ODP 1,0 (100 %).

IV.2.4.2 Potentiel d'effet de serre (GWP)

La vie sur la terre dépend de l'énergie rayonnante du soleil, cette énergie toutefois subit une importante déperdition due à la réflexion et à l'évaporation.

Les gaz à effet de serre naturels, la vapeur d'eau et le CO₂, empêchent la réflexion complète de la quantité totale d'énergie et retiennent la chaleur dans l'atmosphère terrestre. Ils agissent comme la surface vitrée des vitres d'une serre.

Sans les gaz à effet de serre, la température moyenne à la surface de la terre ne serait pas de 18 °C, mais de - 15 °C.

Cet effet de serre en soi positif ne cesse en fait d'augmenter par l'émission croissante due à l'homme de gaz à effet de serre (CO₂, fluide frigorigène, méthane généré dans l'agriculture).

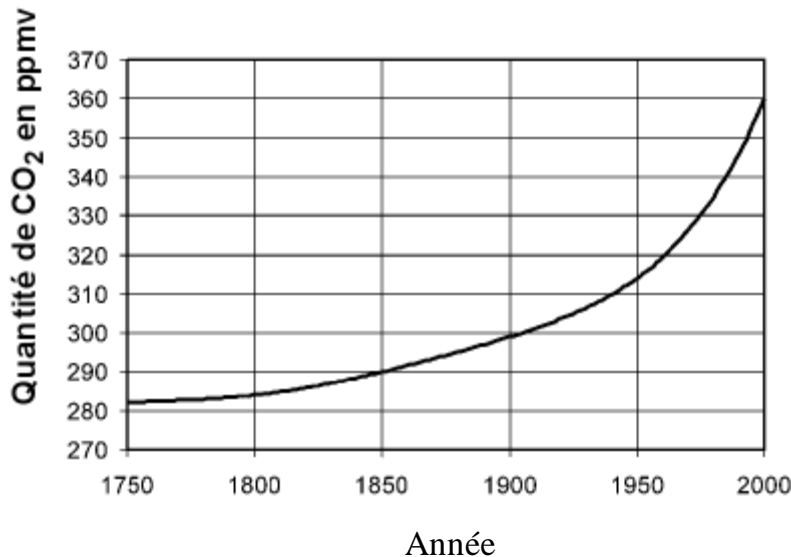


Figure (IV.3) : Évolution de concentration en CO₂ [37].

L'augmentation de l'effet de serre a provoqué une élévation de la température en moyenne annuelle de 1-1,5 K cette augmentation de la température va conduire à long terme à une augmentation du niveau de la mer, à des modifications et des décalages dans la répartition des précipitations et à des perturbations climatiques extrêmes.

Le potentiel d'effet de serre des fluides frigorigènes est caractérisé par le GWP (effet de serre en fonction du CO₂) ou par le H-GWP (effet de serre direct en fonction de R 11).

R12 GWP 7 100

R134a GWP 1 200

Les valeurs ODP et GWP ne sont pas des propriétés de substances pouvant être mesurées de façon absolue. Elles sont déterminées à l'aide de modèles de calculs pour les réactions se déroulant dans l'atmosphère. Cette méthode entraîne des résultats quantitativement variables. Les deux valeurs ne tiennent compte que des propriétés du fluide frigorigène et non pas des processus de fabrication ou des besoins en énergie de l'installation frigorifique.

IV.2.4.3 TEWI

La valeur TEWI (total equivalent warming impact, effet de serre direct et indirect) ne concerne pas seulement les charges dues au fluide frigorigène, mais également l'installation dans laquelle se trouve le fluide frigorigène. Cette méthode tient compte de l'effet de serre imputable aux besoins en énergie de l'installation et du rejet de

fluide frigorigène lors de son élimination ou lors de fuites. On distingue entre effet de serre direct dû au fluide frigorigène (fuites, pertes provenant de réparations, mise à la ferraille) et effet de serre indirect (émissions de CO₂ lors de la production d'énergie). L'évaluation TEWI n'est pas optimale, car elle ne tient pas compte de la fabrication des différents fluides frigorigènes.

IV.3 Pourquoi le changement

IV.3.1 Réchauffement de la planète

Les termes « réchauffement de la planète » ou « effet de serre » sont traditionnellement utilisés pour décrire l'augmentation de la température moyenne à la surface de la planète au fil du temps. Il est estimé que le climat de la terre s'est réchauffé entre 0,6 et 0,9°C au cours du siècle dernier. Les scientifiques ont conclu que « la majeure partie de l'augmentation observée des températures, ramenée à une moyenne mondiale, depuis le milieu du 20ème siècle est très probablement due à l'accroissement de la concentration des gaz à effet de serre d'origine anthropique ».

Les principaux gaz à effet de serre d'origine anthropique sont ceux relevant du protocole de Kyoto : le dioxyde de carbone (CO₂), le méthane (CH₄), le protoxyde d'azote (N₂O) et les gaz à effet de serre fluorés d'origine anthropique.

Les substances appauvrissant la couche d'ozone, réglementées dans le cadre du Protocole de Montréal, telles que les chlorofluorocarbones (CFC), les hydrochlorofluorocarbones (HCFC).

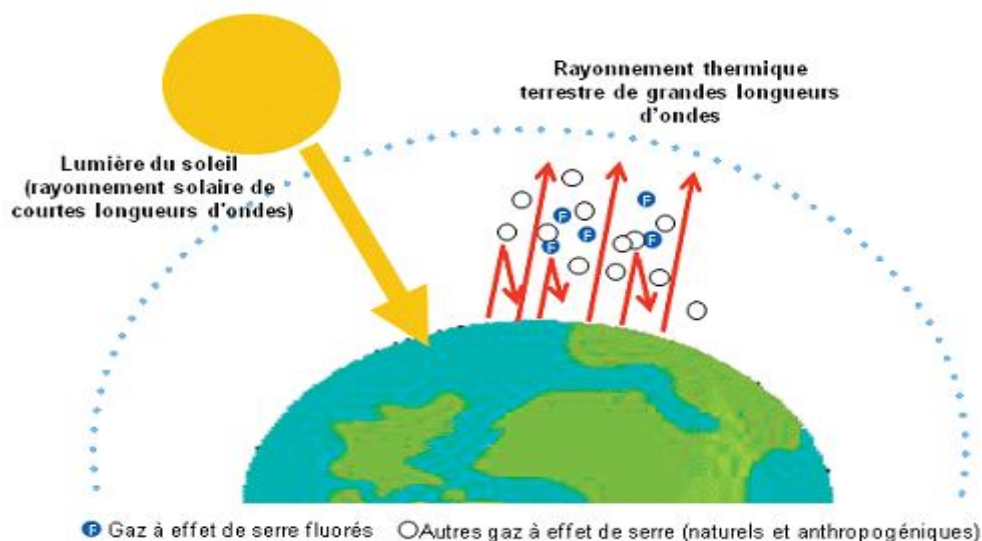


Figure (IV.4) : Schéma simplifié du réchauffement planétaire. [45]

IV.3.2 Le trou dans la couche d'ozone

En l'absence de toute perturbation d'origine humaine, il y a un équilibre entre la production et la destruction d'ozone dans la haute atmosphère. Mais lorsque la destruction est plus rapide que la production, il en résulte un appauvrissement de la couche d'ozone, d'où le fameux « trou », qui, en réalité un amincissement. Celui-ci est particulièrement prononcé au niveau des pôles, où peu d'ozone est produit.

A partir des années 1970, les scientifiques ont observé un amincissement très net de la couche d'ozone et alerté l'opinion publique en mettant en accusation certains rejets dans l'atmosphère. En octobre 1980, ils constatent la disparition quasi complète de la couche d'ozone au niveau de l'Antarctique. C'est alors qu'on prend conscience des graves conséquences de ce phénomène. Le trou dans la couche d'ozone a atteint une superficie record de 28 millions de km² en septembre 2003.

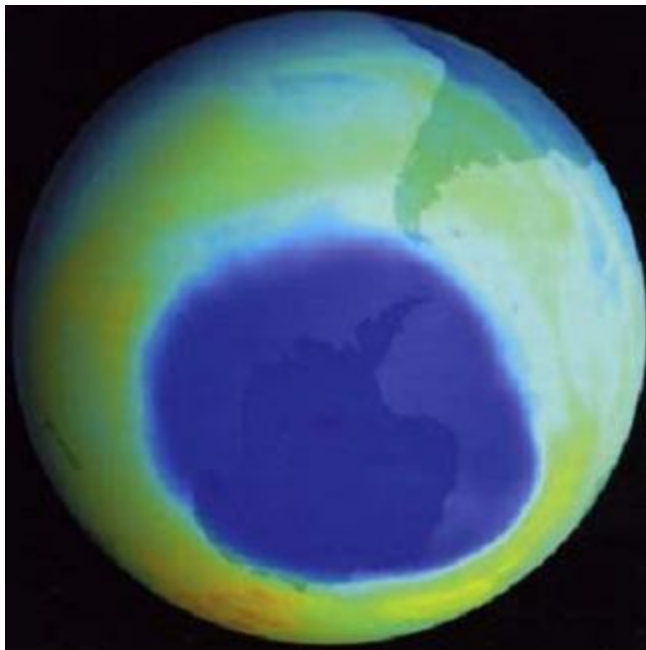


Figure (IV.5) : Le trou dans la couche d'ozone au pôle Sud. [45]

Un seul appareil en contient 100 à 300 grammes de CFC, tant que le circuit est en bon état, pas de problème, car les CFC restent confinés, si le circuit est détérioré abandonne à l'air libre les CFC qui s'élevant dans l'atmosphère pour atteindre la stratosphère au bout de 6 à 8 ans, là, leurs molécules se brisent sous l'action des ultraviolets et libèrent des atomes de chlore.

Un seul atome de chlore peut détruire plus de 100 000 molécules d'ozone avant de composer une molécule plus stable et disparaître de la stratosphère.

IV.3.3 Décret d'interdiction de HCFC

Le décret officiel d'interdiction du 6 mai 1991 stipule l'abandon progressif des HCFC et les règles à respecter dans l'usage de ces fluides frigorigènes.

Contenu

- Aucun HCFC (R 12) ne doit être utilisés depuis 1955 dans les nouvelles installations.
- Il est interdit de libérer dans l'atmosphère, contrairement aux stipulations techniques les plus récentes, le fluide frigorigène lors du fonctionnement des machines, lors de travaux de réparations et lors de la mise hors service de machines frigorifiques.
- Seules les personnes habilitées, disposant des connaissances et des équipement techniques requis, sont autorisées à effectuer des travaux sur les installations frigorifiques
- L'utilisation du fluide frigorigène devra être documentée.
- Il faudra, dans le cas des vieilles installations, opter pour un nouveau fluide frigorigène (fluide frigorigène de substitution) non préjudiciable à la couche d'ozone.
- Le ministère de l'environnement devra mentionner les fluides frigorigènes de substitution, comme cela a déjà été fait en 1955 pour le R 12, il n'est désormais plus permis de remplir les vieilles installations en R 12, il faudra, dès qu'un système est ouvert pendant le service, prévoir un fluide frigorigène de remplacement.

Tant que les installations existantes sont étanches, elles pourront continuer de fonctionner.

- Il faudra remplacer le fluide frigorigène R 12 par le fluide R 134a.

IV.4 Fluide frigorigène R 134a comparé à R 12

L'utilisation de R 134 à la place de R 12 possède les qualités nécessaires pour répondre aux exigences requises actuelles.

R 134a est plus écologique que R 12, car il ne dégrade pas la couche d'ozone d'une part (il ne renferme pas de chlore) et présente d'autre part un potentiel très faible d'effet de serre.

Les courbes de pression de vapeur de R 134a et R 12 sont très similaires, comme le montre le diagramme.

Le fluide R 12 présente des pressions un peu plus élevées aux températures de saturation basses, le R 134a aux températures de saturation élevées.

Il est possible d'utiliser, compte tenu des pressions similaires dans l'ensemble, pratiquement les mêmes composants.

Les autres caractéristiques thermodynamiques sont également très similaires.

La puissance frigorifique, les besoins en énergie et le comportement thermique sont comparables.

Il faudra procéder à d'importantes modifications au niveau du lubrifiant et des matériaux d'étanchéité lors du passage au R 134a.

R 134a est une petite molécule et nécessite des étanchéités à petits pores, les matériaux d'étanchéité ou flexibles de R 12 ne doivent par conséquent pas être utilisés pour le R 134a. [46]

Les huiles minérales ou synthétiques utilisées pour R 12 ne sont pas miscibles (solubles) avec R 134a et ne sont pas transportées à une vitesse suffisante dans le circuit du fluide frigorigène.

Les huiles non miscibles peuvent se déposer dans les échangeurs de chaleur et inhiber la transmission de chaleur, rendant ainsi impossible un fonctionnement correct de l'installation.

Il est recommandé par conséquent pour le fluide R 134a d'utiliser des huiles-esters (omnibus) et des huiles PAG (véhicules automobiles).

IV.6 Huiles de machines frigorifiques

La fonction principale des huiles frigorifiques réside dans la lubrification des compresseurs et l'évacuation de la chaleur. De plus, elles assurent l'étanchéité de la chambre de compression et des soupapes.

IV.6.1 Polyglycol (PAG)

Les PAG sont des lubrifiants synthétiques, utilisés dans R134a pour la climatisation des véhicules automobiles:

Hygroscopicité élevée (absorption d'eau)

Les polyglycols sont fournis avec une humidité résiduelle de 300 ppm maximum.

Stable aux réactions avec l'eau

Bonne thermoviscosité

Protection élevée contre l'usure

Sensible au chlore (R12)

Faible compatibilité aux huiles minérales

Bonne solubilité dans les fluides frigorigènes.

IV.6.2 Huiles esters

Les Polyolsterols (POE) sont des lubrifiants synthétiques, utilisés dans les systèmes de climatisation. Ces huiles ont les mêmes propriétés que les PAG, mais ne sont toutefois pas aussi stables à la décomposition et aux hautes teneurs en eau.

Les huiles esters sont livrées avec une humidité résiduelle de 50 ppm.

Les connaissances acquises récemment ont montré que la teneur en eau dans les installations fonctionnant avec des huiles esters ne devait pas dépasser 100 ppm au maximum. Il existe au-delà de cette valeur un danger de corrosion métallique des matériaux ou la formation d'acides et d'alcools.

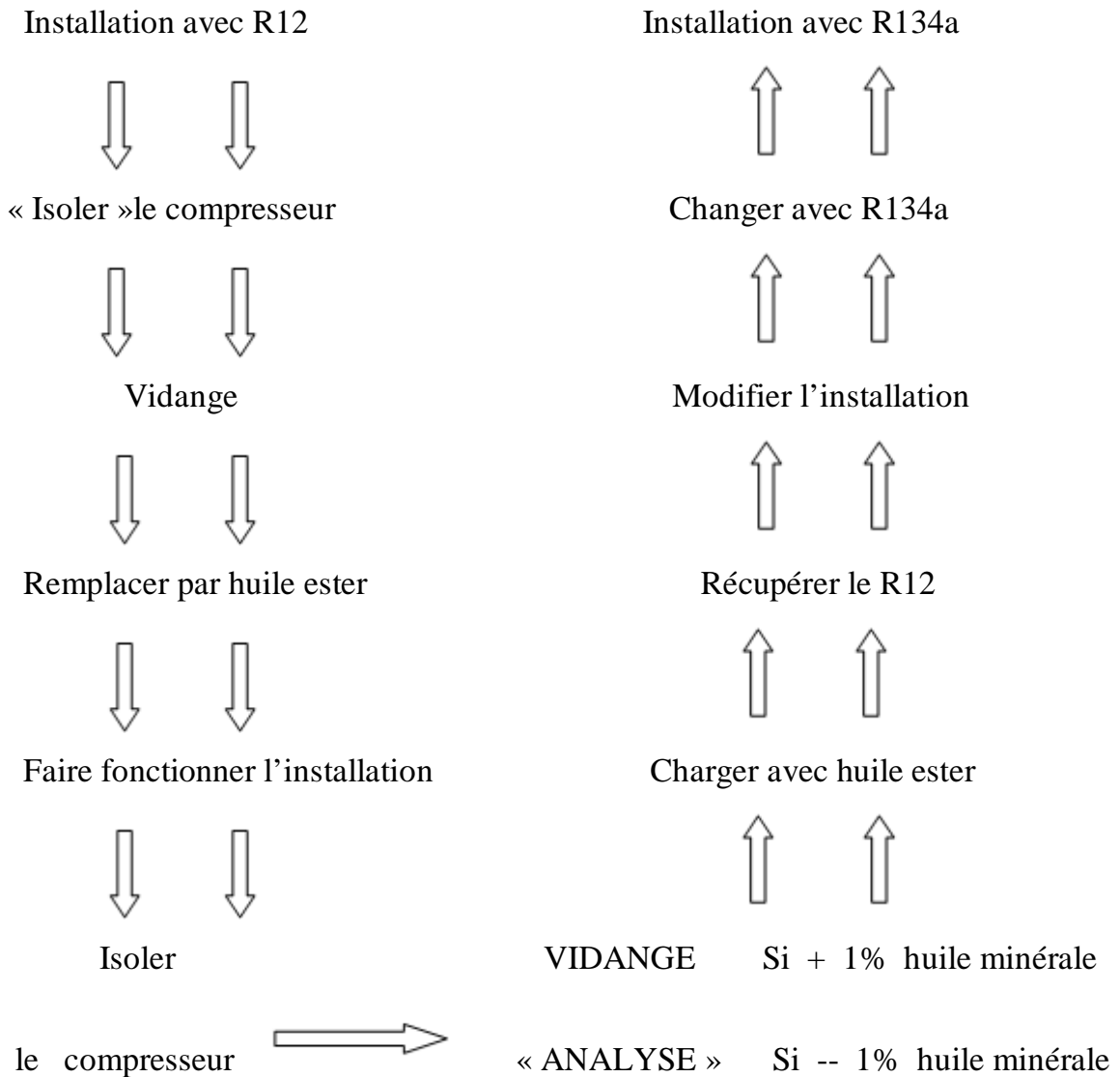
IV.7. Remplacement d'un fluide frigorigène.

Dès à présent les frigoristes doivent impérativement penser aux fluides de substitution, s'informer et se former à leur utilisation.

Les producteurs de fluides frigorigènes se sont efforcés de mettre au point des substituts possédant les qualités suivantes :

- Très peu d'action polluante.
- Courbe d'équilibre pression / température proche de celle du fluide remplacé (évite le remplacement du détendeur et des pressostats, ou leur réglages).
- Consommation d'énergie par kWh froid produit équivalent ou inférieure.
- Stabilité chimique.
- Bonne miscibilité avec l'huile.

IV.7.1 Méthode de reconversion



Inconvénients de la méthode

- Procédure longue et coûteuse (3 vidanges en moyenne).
- Difficulté à établir devis pour client.
- Arrêts prolongés de l'installation.
- Outillage spécial R134a.
- Précautions particulières contraignantes.
- Prévoir la récupération de l'huile.
- Appareils d'analyse simple et peu coûteux non encore disponibles.

IV.8 Changement de frigorigène

Compte tenu des problèmes causés par certains frigorigènes (CFC) sur l'environnement et, en particulier, sur la couche d'ozone et l'effet de serre additionnel, la production du CFC 12 (CF_2CL_2) est arrêtée depuis le 1 janvier 1995.

Le but de cet application est de montrer comment recalculer, avant toute intervention sur l'installation, les nouvelles performances du système avec le nouveau frigorigène.

La méthode consiste à déduire des performances de la machine fonctionnant au R-12, celles qu'aura cette même machine avec du R-134a, R-290, R-600, R-600a, R-717, R-404a. Pour cela on admet, sans faire de grosse erreur que, pour des taux de compression voisins, la valeur de rendement volumétrique du compresseur demeure utilisable.

A partir d'un relevé complet du cycle avant transformation, on évalue le rendement volumétrique qui va servir au calcul des nouvelles puissances.

IV.8.1 Données du système avant changement

Le circuit frigorifique (figure 1) renferme un compresseur dont les caractéristiques de construction sont les suivantes :

- Alésage $D = 10$ cm.
- Course $c = 8$ cm.
- Nombre de cylindres $n = 4$.
- Vitesse de rotation $N = 1\,450$ tr/ min.

Les conditions de fonctionnement relevées avant changement de fluide sont les suivantes :

- Température d'évaporation $T_e = -15$ °C.
- Température de condensation $T_c = + 66,5$ °C.
- Sous refroidissement a la sortie du condenseur 10 K.
- Surchauffe a la sortie d'évaporateur 5K.
- Puissance frigorifique $Q_f = 36$ kW.

fluide	description	formule	GWP ₁₀₀	ODP
R-12CFC	dichlorofluorométhane	CCl_2F_2	8500	1
R-134 a HFC	tetrafluoroéthane	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$	1300	0
R-290 HC	propane	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$	3	0
R-600 HC	butane	C_4H_{10}	3	0
R-600a HC	isobutane	$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$	3	0
R-717	ammoniac	NH_3	0	0
R-404a HFC	R125/R143a/R134a	$\text{CF}_3\text{CHF}_2 + \text{CF}_3\text{H}_3 + \text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$	3800	0

Tableau (IV-1): nomenclature est valeurs des GWP et ODP de quelques fluides frigorigènes.

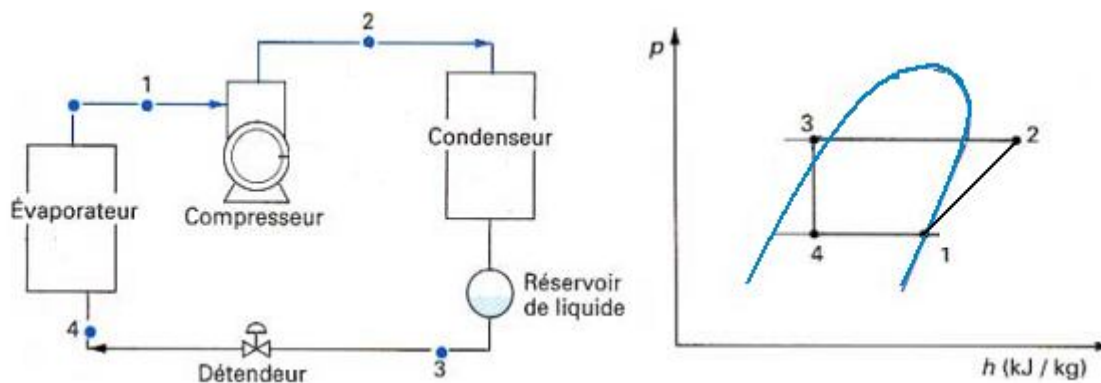


Figure (IV.6) : Circuit frigorifique fonctionnant au R12.

Dans le diagramme d'état, on porte en abscisse l'enthalpie, et en ordonnée la pression, le plus souvent selon une échelle logarithmique.

Pour que ce diagramme soit utilisable, on l'équipe avec les isentropiques, les isothermes, les isochores, et, dans la zone mixte, les courbes d'égal titre.

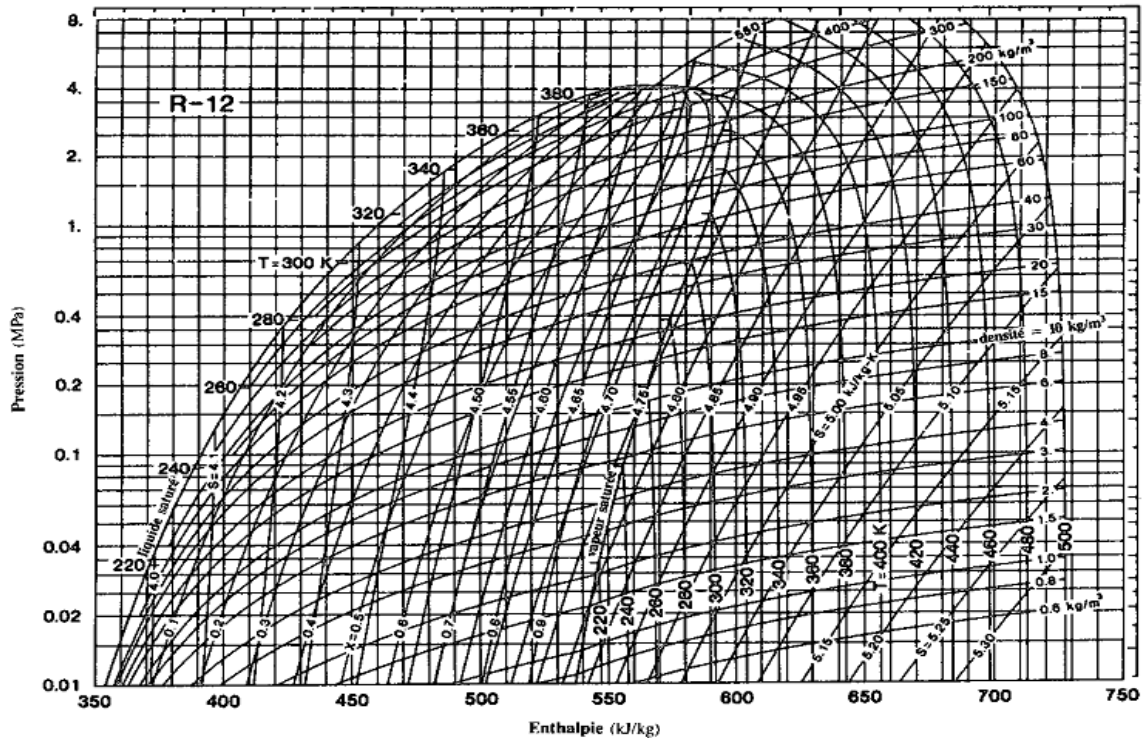


Figure (IV.7) : Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R12. [47]

IV.8.1.1 Calcul des performances

Les relevés du diagramme vont permettre de calculer successivement les paramètres suivants :

Production frigorifique :

$$Q_1 = T_1(S_1 - S_4) = H_1 - H_4 \quad (\text{IV.1})$$

$$\text{donc } Q_1 = 349 - 256 = 93 \text{ kJ / kg}$$

Travail mécanique du compresseur :

$$\tau_m = H_2 - H_1 = \frac{H_{2^*} - H_1}{\eta_s} \quad (\text{IV.2})$$

$$\text{donc } \tau_m = 388 - 349 = 39 \text{ kJ / kg}$$

Puissance frigorifique :

$$Q_f = Q_1 \dot{m} \quad (\text{IV.3})$$

On veut calculer le débit massique de fluide frigorigène circulant :

$$\text{donc } \dot{m} = \frac{Q_f}{Q_1} = \frac{36}{93} = 0,387 \text{ kg / s}$$

Débit volumique aspiré par le compresseur :

$$\dot{V}_a = \dot{m} \cdot v_1 = 0,387 \cdot 0,11 = 0,0425 \text{ m}^3 / \text{s} \quad (\text{IV.4})$$

Débit volumique engendré par le compresseur :

$$\dot{V}_e = \pi \frac{\dot{D}^2 \cdot c \cdot N \cdot n}{4.60} \quad (\text{IV.5})$$

$$\dot{V}_e = \pi \frac{(0,1)^2 \cdot 0,08 \cdot 1450 \cdot 4}{4.60} = 0,061 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Rendement volumétrique du compresseur :

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_e} \quad (\text{IV.6})$$

$$\eta_v = \frac{0,0425}{0,061} = 0,697$$

Taux de compression :

$$\tau = \frac{p_c}{p_e} \quad (\text{IV.7})$$

$$\tau = \frac{17,5}{1,8} = 9,72$$

Coefficient de performance

Il existe un paramètre clé de la consommation énergétique quand on parle de groupe frigorifique. Ce paramètre est le coefficient de performance, il est évalué en comparant le ratio de la quantité de frigories générée à la quantité d'énergie consommée par le groupe frigorifique.

$$COP = \frac{Q_1}{\tau} = \frac{93}{39} = 2,384 \quad (\text{IV.8})$$

IV.8.1.2 Performances après changement de fluide

➤ R-134a

On envisage le fonctionnement de la machine avec le R 134a, en conservant les valeurs des températures d'évaporation et de condensation, ainsi que le sous refroidissement est la surchauffe relevée avec le R 12.

A partir des tables de vapeur du R 134a ($\text{CFH}_2 - \text{CF}_3$), on détermine les valeurs du déferant point de cycle qui permet les calculs.

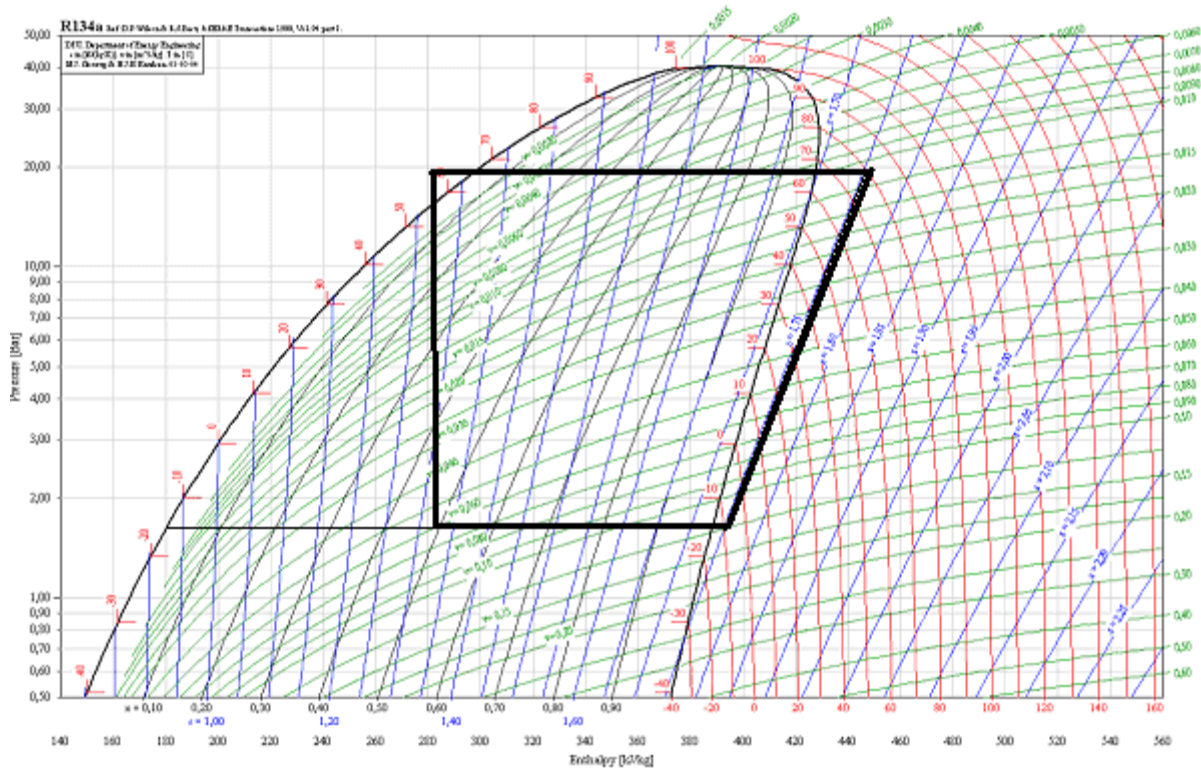


Figure (IV.8) : Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R134a.

Production frigorifique :

$$Q_1 = H_1 - H_4$$

$$\text{donc } Q_1 = 395 - 275 = 120 \text{ kJ / kg}$$

Travail mécanique du compresseur :

$$\tau_m = H_2 - H_1$$

$$\text{donc } \tau_m = 448 - 395 = 53 \text{ kJ / kg}$$

Taux de compression :

$$\tau' = \frac{p_c}{p_e}$$

$$\tau' = \frac{19,3}{1,64} = 11,73$$

Rendement volumétrique :

$$\eta'_v = 1 - 0,031 \cdot \tau'$$

$$\eta'_v = 1 - 0,031 \cdot 11,73 = 0,636$$

(IV.9)

Débit massique :

$$\dot{m} = V_e \cdot \frac{\dot{\eta}_v}{v_1} \quad (\text{IV.10})$$

$$\dot{m} = 0,061 \cdot \frac{0,636}{0,125} = 0,310 \text{ kg / s}$$

Puissance frigorifique :

$$Q_f = Q_1 \dot{m}$$

$$Q_f = 120 \cdot 0,310 = 37,24 \text{ kW}$$

Coefficient de performance

$$COP' = \frac{Q_1}{\tau} = \frac{120}{53} = 2,264$$

Une diminution négligeable du coefficient de performance.

➤ R-290

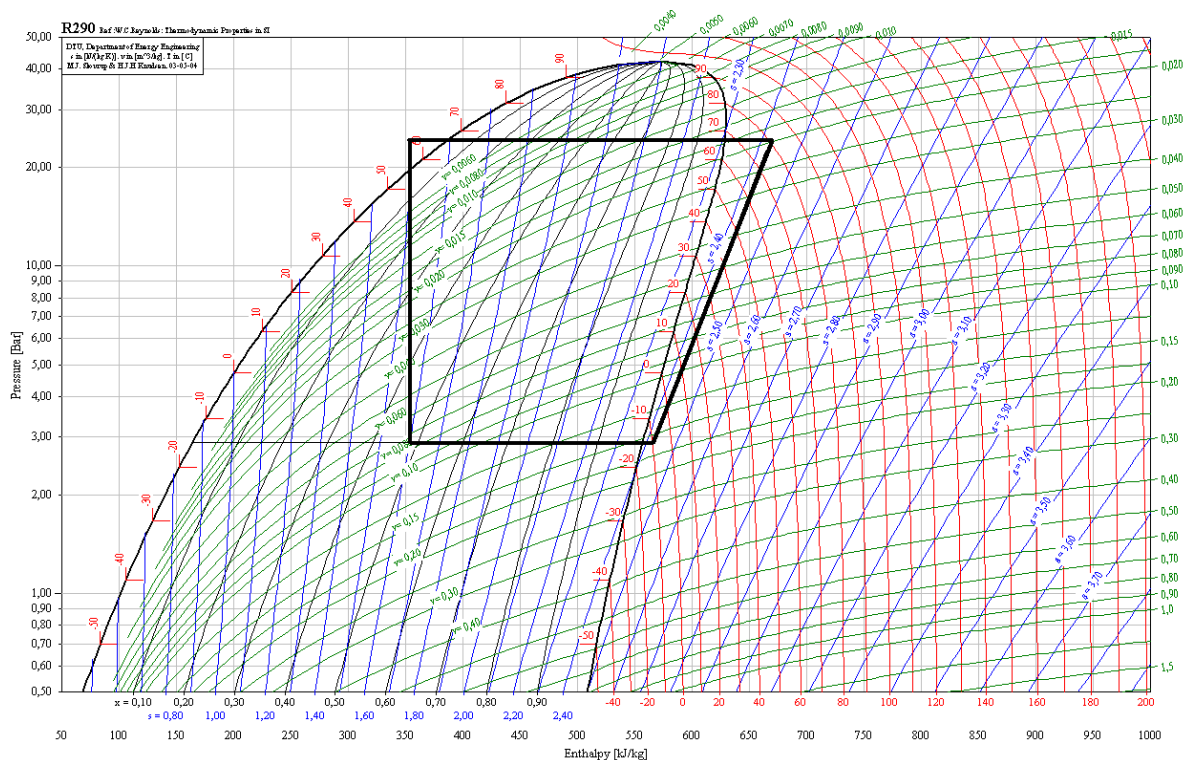


Figure (IV.9): Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R290.

Production frigorifique :

$$Q_1 = H_1 - H_4$$

$$\text{donc } Q_1 = 565 - 352 = 213 \text{ kJ / kg}$$

Travail mécanique du compresseur :

$$\tau_m = H_2 - H_1$$

$$\text{donc } \tau_m = 670 - 565 = 105 \text{ kJ / kg}$$

Taux de compression :

$$\tau' = \frac{P_c}{P_e}$$

$$\tau' = \frac{24.8}{2.9} = 8.55$$

Rendement volumétrique :

$$\eta'_v = 1 - 0.05 \cdot \tau'$$

$$\eta'_v = 1 - 0.05 \cdot 8.55 = 0.572$$

Débit massique :

$$\dot{m} = V_e \cdot \frac{\eta'_v}{v_1}$$

$$\dot{m} = 0.091 \cdot \frac{0.572}{0.16} = 0.325 \text{ kg / s}$$

Puissance frigorifique :

$$Q'_f = Q'_1 \dot{m}$$

$$Q'_f = 213 \cdot 0.325 = 69.34 \text{ kW}$$

Coefficient de performance

$$COP' = \frac{Q'_1}{\tau'} = \frac{213}{105} = 2.02$$

➤ R-404a

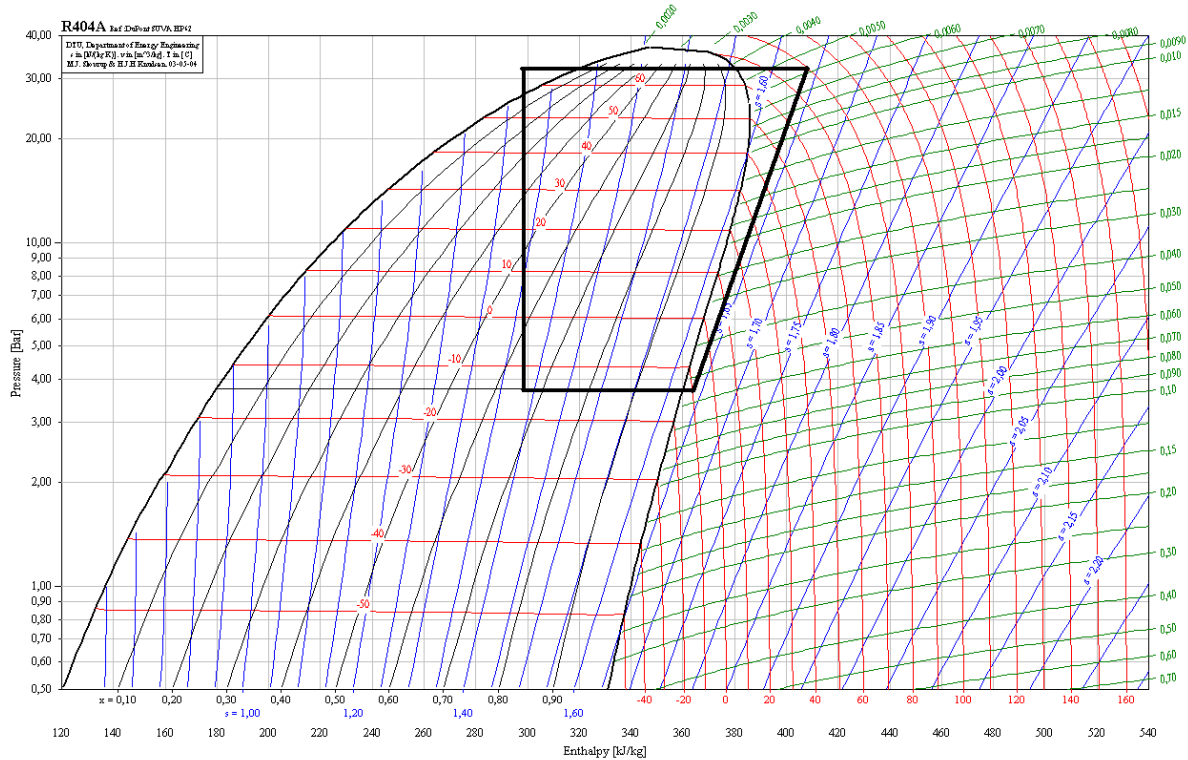


Figure (IV.10): Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R404a.

Production frigorifique :

$$Q_1 = H_1 - H_4$$

$$\text{donc } Q_1 = 365 - 298 = 67 \text{ kJ / kg}$$

Travail mécanique du compresseur :

$$\tau_m = H_2 - H_1$$

$$\text{donc } \tau_m = 409 - 365 = 44 \text{ kJ / kg}$$

Taux de compression :

$$\tau' = \frac{p_c}{p_e}$$

$$\tau' = \frac{32,1}{3,8} = 8,44$$

Rendement volumétrique :

$$\eta'_v = 1 - 0,05 \cdot \tau'$$

$$\eta'_v = 1 - 0,05 \cdot 8,44 = 0,577$$

Débit massique :

$$\dot{m} = V_e \cdot \frac{\dot{\eta}_v}{v_1}$$

$$\dot{m} = 0,091 \cdot \frac{0,577}{0,06} = 0,866 \text{ kg / s}$$

Puissance frigorifique :

$$Q_f = Q_1 \dot{m}$$

$$Q_f = 67.0,866 = 58,05 \text{ kW}$$

Coefficient de performance

$$COP' = \frac{Q_1}{\tau} = \frac{67}{44} = 1,522$$

➤ **R-717**

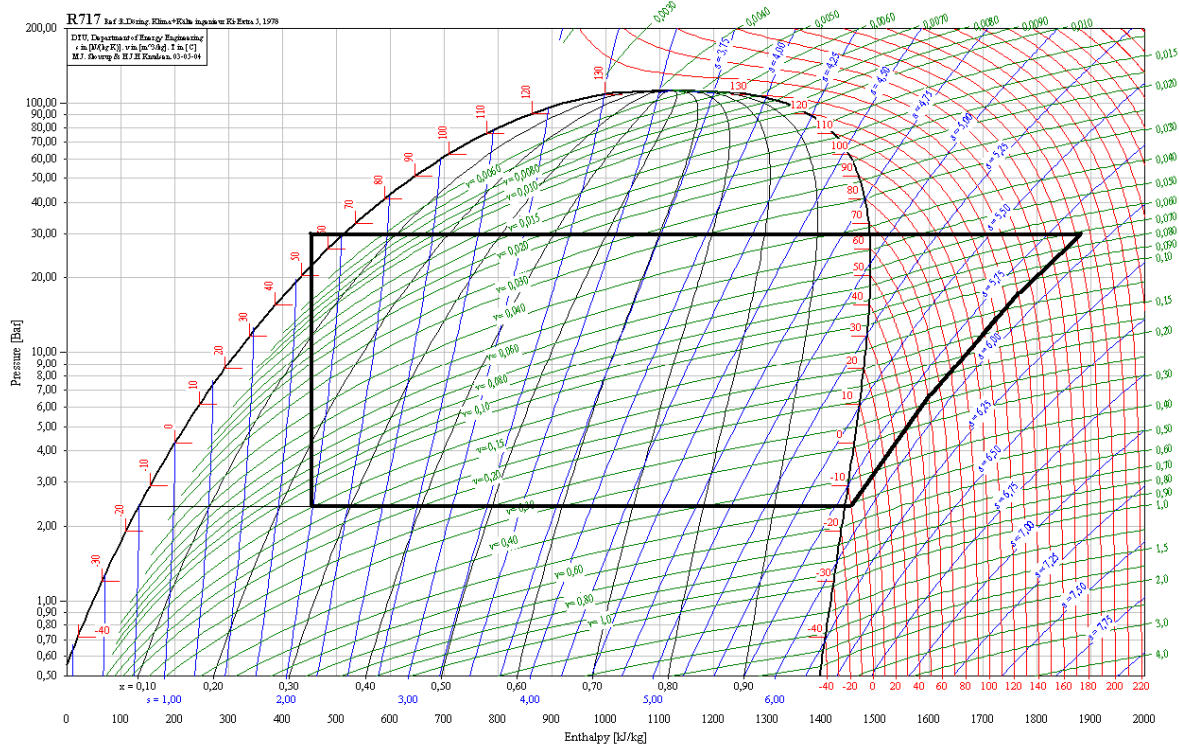


Figure (IV.11): Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R717.

Production frigorifique :

$$Q_1 = H_1 - H_4$$

donc $Q_1 = 1450 - 459 = 991 \text{ kJ / kg}$

Travail mécanique du compresseur :

$$\tau_m = H_2 - H_1$$

donc $\tau_m = 1892 - 1450 = 442 \text{ kJ / kg}$

Taux de compression :

$$\tau' = \frac{p_c}{p_e}$$

$$\tau' = \frac{29,6}{2,45} = 12,08$$

Rendement volumétrique :

$$\eta'_v = 1 - 0,05 \cdot \tau'$$

$$\eta'_v = 1 - 0,05 \cdot 12,08 = 0,395$$

Débit massique :

$$\dot{m} = V_e \cdot \frac{\eta'_v}{v_1}$$

$$\dot{m} = 0,091 \cdot \frac{0,395}{0,51} = 0,07 \text{ kg / s}$$

Puissance frigorifique :

$$Q'_f = Q'_1 \dot{m}$$

$$Q'_f = 991 \cdot 0,068 = 70 \text{ kW}$$

Coefficient de performance

$$COP' = \frac{Q'_1}{\tau'} = \frac{991}{442} = 2,242$$

➤ R-600a

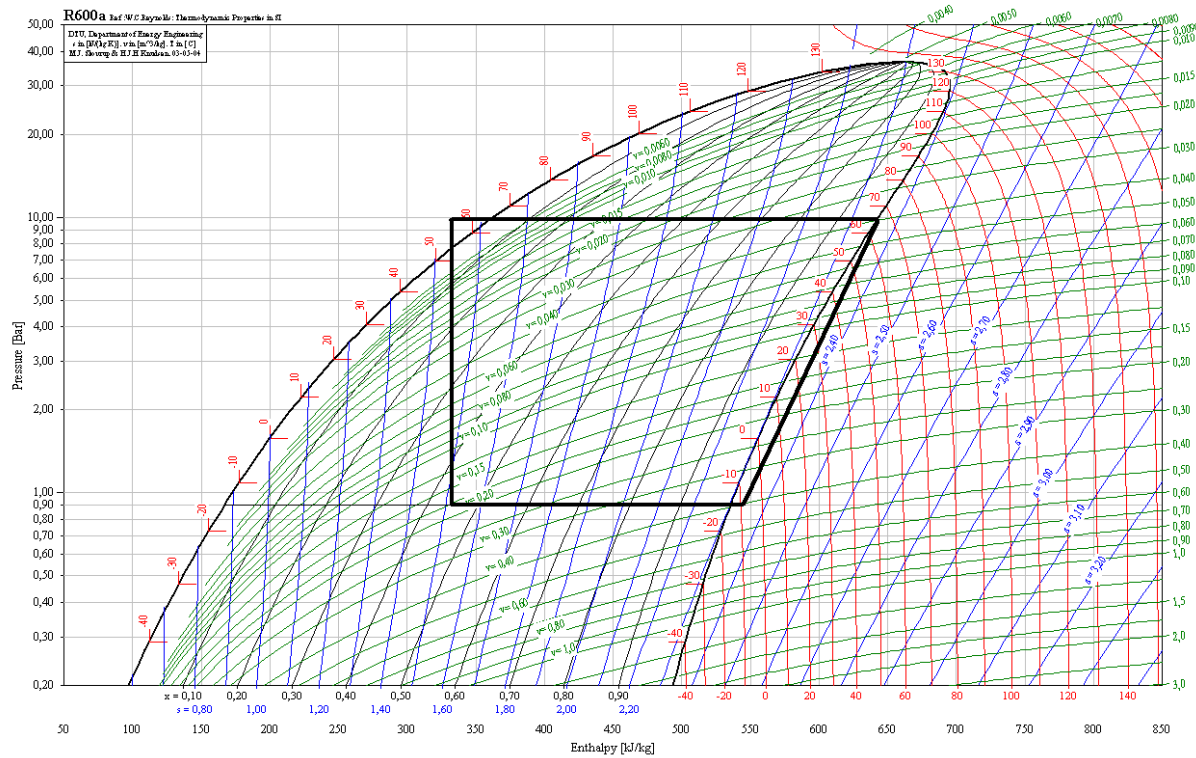


Figure (IV.12): Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R600a.

Production frigorifique :

$$Q_1 = H_1 - H_4$$

$$\text{donc } Q_1 = 545 - 333 = 212 \text{ kJ/kg}$$

Travail mécanique du compresseur :

$$\tau_m = H_2 - H_1$$

$$\text{donc } \tau_m = 645 - 545 = 100 \text{ kJ/kg}$$

Taux de compression :

$$\tau' = \frac{p_c}{p_e}$$

$$\tau' = \frac{9,8}{0,9} = 10,88$$

Rendement volumétrique :

$$\eta_v' = 1 - 0,05 \cdot \tau'$$

$$\eta_v' = 1 - 0,05 \cdot 10,88 = 0,455$$

Débit massique :

$$\dot{m} = V_e \cdot \frac{\dot{\eta}_v}{v_1}$$

$$\dot{m} = 0,091 \cdot \frac{0,455}{0,4} = 0,103 \text{ kg / s}$$

Puissance frigorifique :

$$Q_f' = Q_1' \dot{m}$$

$$Q_f' = 212 \cdot 0,103 = 21,97 \text{ kW}$$

Coefficient de performance

$$COP' = \frac{Q_1'}{\tau'} = \frac{212}{100} = 2,12$$

➤ **R-600**

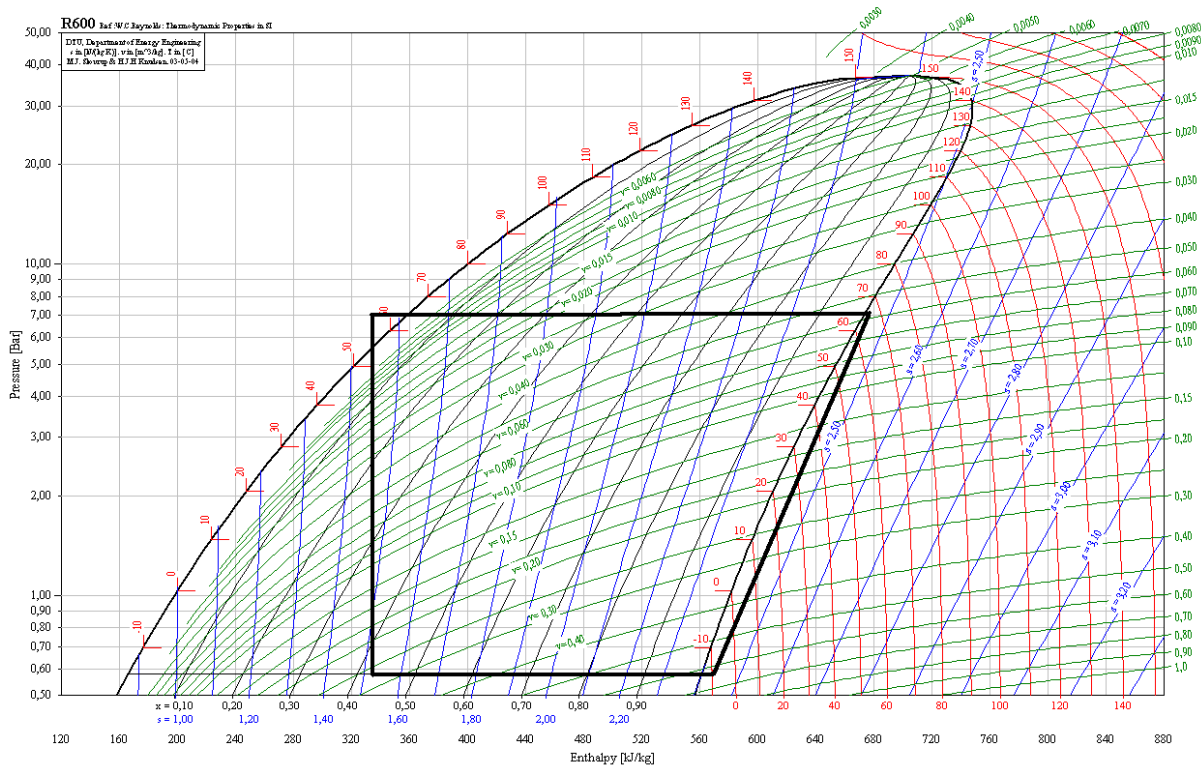


Figure (IV.13): Diagramme pression – enthalpie pour le fluide frigorigène R600.

Production frigorifique :

$$Q_1 = H_1 - H_4$$

$$\text{donc } Q_1 = 571 - 335 = 236 \text{ kJ / kg}$$

Travail mécanique du compresseur :

$$\tau_m = H_2 - H_1$$

$$\text{donc } \tau_m = 675 - 571 = 104 \text{ kJ / kg}$$

Taux de compression :

$$\tau' = \frac{P_c}{P_e}$$

$$\tau' = \frac{7}{0,59} = 11,86$$

Rendement volumétrique :

$$\eta'_v = 1 - 0,05 \cdot \tau'$$

$$\eta'_v = 1 - 0,05 \cdot 11,86 = 0,406$$

Débit massique :

$$\dot{m} = V_e \cdot \frac{\eta'_v}{v_1}$$

$$\dot{m} = 0,091 \cdot \frac{0,406}{0,63} = 0,058 \text{ kg / s}$$

Puissance frigorifique :

$$Q'_f = Q'_1 \dot{m}$$

$$Q'_f = 236 \cdot 0,058 = 13,86 \text{ kW}$$

Coefficient de performance

$$COP' = \frac{Q'_1}{\tau'} = \frac{236}{104} = 2,269$$

Conclusion :

D'après les résultats de calcul, regroupés dans le tableau ci-dessous, les propriétés thermodynamiques du R134a sont très proches de celles du R12 : Puissance frigorifique, puissance absorbée ainsi que les pressions atteignent des valeurs comparables.

Gaz	τ	η	Q_f	W_c	\dot{m}	COP
R12	9.72	0.697	36	15.093	0.387	2.384
R134a	11.73	0.636	37.24	16.43	0.310	2.264
R290	8.55	0.572	69.34	34.125	0.325	2.02
R404a	8.44	0.577	58.05	38.104	0.866	1.522
R717	12.08	0.395	70	30.94	0.07	2.242
R600a	10.88	0.455	21.97	10.3	0.103	2.12
R600	11.86	0.406	13.86	6.032	0.058	2.269

Tableau (IV.2): Paramètre thermodynamiques des agents frigorigènes.

- **R-290**

Le propane peut remplacer le R-12 avec une charge de fluide et COP faible, cependant, il est classé A3 dans la réglementation (inflammable, non toxique).

- **R-404a**

Le R-404a peut remplacer le R-12 mais il convient de vérifier la conformité du matériel en raison de la charge du fluide et des pressions plus fortes et par ailleurs les chutes de pressions dans les tuyauteries liquides étant plus élevées.

- **R-717**

L'ammoniac ne peut pas remplacer le R-12 à cause de sa classification B2 (toxique est faiblement inflammable). La température de refoulement très élevée peut conduire à mettre un cycle bi-étagé.

- **R-600a, R-600**

L'isobutane et le butane ne peuvent pas remplacer le R-12 car sa puissance frigorifique est largement inférieure à la valeur demandée.

Conclusion

Le confort La climatisation des voitures de voyageurs

L'appauvrissement de la couche d'ozone, l'augmentation des émissions des gaz à effet de serre, etc. ont conduit les pays industrialisés à s'engager (signatures des protocoles) et à adopter des mesures limitant la dégradation de notre environnement. Ces effets ont fait passer les recherches d'autres alternatifs du statut du nécessaire à l'indispensable, et parmi ces recherches l'étude de la substitution des fluides frigorigènes nocifs. C'est dans ce cadre que l'étude a été menée pour le cas des voitures de voyageurs de la SNTF, ainsi que des simulations dynamiques et thermiques de la convection dans l'enveloppe.

Les résultats numériques obtenus présentés pour analyser le comportement dynamique et thermique de l'écoulement dans les voitures de voyageurs. Sur le plan application, ces résultats permettent de choisir le groupe optimal de climatisation des voitures de voyageurs. Sur le plan recherche, ces résultats constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances sur la convection forcée à l'intérieur de l'enveloppe (les cavités).

- Les profils et la distribution de la vitesse montrent des rouleaux de convection.
- La température du fluide démunie brusquement à partir de la sortie des bouches de reprise.
- Les propriétés en termes de pressions de fonctionnement et de performances sont très voisines entre le R12 et le R134a.
- Le R134a a une puissance frigorifique nettement inférieure au R12 pour les basses températures (puissance réduite : Environ 20% à $t_0 = -30\text{ °C}$), il n'est guère adapté à une conversion directe sans remplacement du compresseur.
- En tant que fluide exempt de chlore avec une polarité relativement élevée, il n'est pas miscible avec les lubrifiants usuels, l'entraînement de l'huile dans les installations classiques n'est pas assuré. La condition préalable à toute procédure de substitution est donc l'emploi d'une huile

ester. La polarité élevée du fluide frigorigène et de l'huile engendre un phénomène de nettoyage assez intensif.

- En raison du comportement hygroscopique des huiles ester et de la présence inévitable de résidus chlorés lors d'une procédure de conversion, la présence d'humidité dans le système est particulièrement critique (stabilité chimique). Par conséquent, les exigences fondamentales seront une mise à vide très poussée (absorption des résidus chlorés et séchage), l'emploi de déshydrateurs surdimensionnés (tamis moléculaire avec une taille des pores spécialement ajustée) et manipulation soignée de l'huile ester.
- Enfin nous souhaitons que cette étude soit un outil de travail pour les spécialistes du domaine de production de froid. Ce travail nous a permis de comprendre aussi le comportement des écoulements dans les cavités.



annexe

Annexe 1 : Algorithme simplifié de la méthode de sélection des fluides frigorigènes.

1 - La méthode de sélection

Le fluide frigorigène idéal n'existe pas, puisqu'il réside jusqu'à présent une contradiction profonde entre l'utilisation de molécules à très faible durée atmosphérique et le fait que ces molécules ne soient ni toxique, ni inflammable. Des efforts sont effectués pour trouver des compromis entre les différents facteurs.

Dans une étude récente [Zehnder, 2004], un algorithme d'optimisation multi-objectifs est utilisé pour l'évaluation des mélanges pour le fonctionnement haute température des pompes à chaleur air/eau. Leurs résultats montrent que tous les mélanges obtenus contiennent des fluides inflammables.

Plusieurs articles concernant la recherche de nouveaux mélanges ont été publiés [Calm, 1998 ; Didion, 2000]. Mais, jusqu'à présent, aucun à notre connaissance n'a utilisé une classification basée sur des niveaux d'inflammabilité.

1.1 - Les principaux critères de sélection

Les critères de sélection utilisés dans l'évaluation d'un fluide frigorigène portent sur les propriétés thermodynamiques, la sécurité, la réglementation, les critères techniques, les critères économiques et la disponibilité.

➤ Les critères thermodynamiques

- La température d'évaporation la plus basse doit être supérieure à la température normale d'ébullition, la totalité du circuit doit être en surpression vis-à-vis de l'extérieur afin d'éviter le risque d'introduction d'air atmosphérique et de vapeur d'eau, et surtout la masse volumique doit être suffisamment élevée pour éviter des volumes balayés trop grands et donc des coûts prohibitifs pour les compresseurs.
- La température de condensation doit être inférieure à la température critique.
- La température de refoulement doit être inférieure à 130 °C pour éviter la décomposition des lubrifiants et préserver la durée de vie des compresseurs.
- Le prix d'une installation frigorifique s'accroît à partir d'un seuil de pression nominal de fonctionnement. Des pressions de condensation élevées nécessitent

des matériels adaptés (compresseurs, échangeurs, organes de régulation et de détente) qui ne sont pas toujours disponibles en grande quantité aujourd'hui.

- Le taux de compression doit être aussi limité à une valeur inférieure à 6,5. Les taux de compression élevés sont généralement la cause d'échauffements excessifs du fluide et entraînent la diminution des rendements volumétriques et effectifs et donc une augmentation de la consommation énergétique du compresseur.
- Le glissement de température de certains mélanges de fluides frigorigènes au cours des changements d'état ne doit pas dépasser un certain seuil. Les mélanges retenus présentent un glissement de température inférieur à 15 K à la condensation.
- La puissance calorifique volumétrique est définie par la quantité de chaleur produite par unité de volume de fluide frigorigène aspiré par le compresseur.

➤ Les impacts sur l'environnement

L'impact des fluides frigorigènes chlorés sur l'ozone stratosphérique est désigné par le terme anglais ODP (ozone depletion potential) ou bien encore par l'acronyme PAOS (potentiel d'action sur l'ozone stratosphérique).

Seuls les fluides frigorigènes ayant un ODP nul et une durée de vie atmosphérique limitée sont évalués dans la méthode de sélection.

L'impact sur l'accroissement de l'effet de serre GWP (global warming potential) traduit par l'acronyme PAES (potentiel d'action sur l'effet de serre) ou PRG (potentiel de réchauffement global) des frigorigènes halocarbonés est non négligeable. Les efforts pour accroître l'usage de fluides "naturels" (CO₂, eau, ammoniac, propane, butane, etc.) et des HFC à faible GWP sont continus depuis 1990.

Le critère « TEWI » pour l'évaluation de l'impact environnemental, son introduction nécessite la connaissance exacte de la charge en fluide frigorigène du système, du taux de récupération du fluide en fin de vie, du taux annuel d'émission.

Ces valeurs varient largement en fonction du mélange, du système et du pays considéré. Les mélanges les plus efficaces sont ceux vérifiant à la fois un GWP faible et un COP élevé.

➤ La sécurité

La toxicité et l'inflammabilité sont des critères importants de sécurité, cependant l'exclusion des fluides inflammables diminue la possibilité d'atteindre des faibles valeurs de GWP et exige donc de trouver une méthode de classification par degré d'inflammabilité.

➤ Les critères techniques

Tous les fluides purs analysés sont compatibles avec le cuivre et les lubrifiants usuels. Ces fluides sont en majorité des HFC associés à des huiles polyolesters (POE). L'ammoniac est l'un des fluides frigorigènes le plus efficace énergétiquement pour les niveaux de températures étudiées. Cependant, son caractère corrosif et toxique entraîne une série de contraintes d'architecture.

➤ Les critères économiques

Le prix du compresseur, des échangeurs, des conduites et des accessoires installés (robinets d'arrêt, robinets régulateurs, filtres, etc.) dépendent directement du choix du fluide frigorigène et de ses critères techniques et thermodynamiques. Le prix du fluide frigorigène par unité de volume et des lubrifiants associés, ainsi que la disponibilité sont aussi des facteurs importants pour une substitution rapide des anciens fluides frigorigènes par de nouveaux candidats.

2 - Algorithme de la méthode de sélection des fluides frigorigènes

La méthode de sélection des fluides frigorigènes permet, à partir d'un certain nombre de fluides purs de base.

Les corps purs choisis ne contiennent pas d'atome de chlore et sont disponibles sur le marché. Certains sont fortement inflammables, d'autres modérément ou non

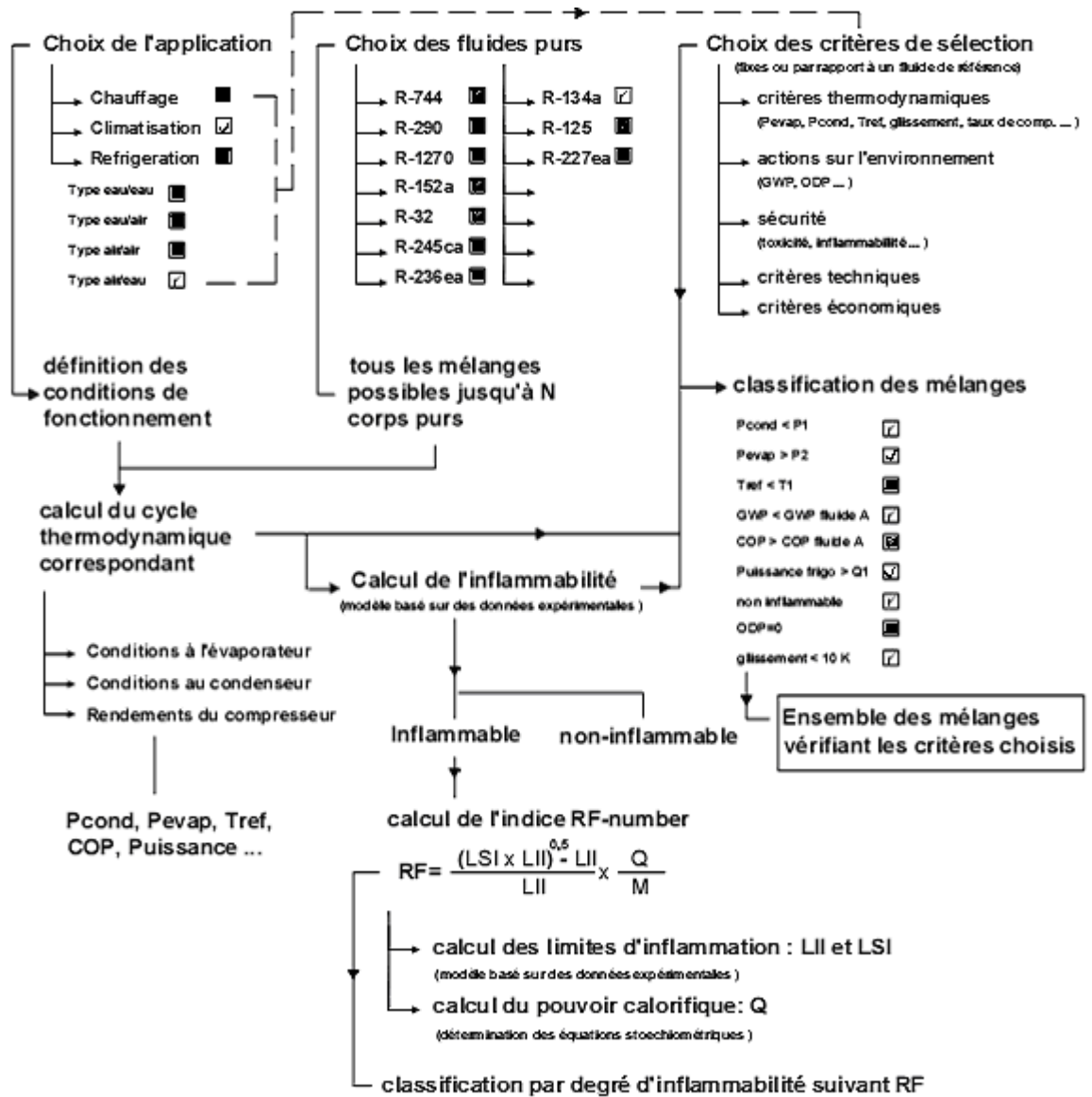
inflammables. La liste de ces fluides est donnée dans le tableau par ordre croissant de GWP.

symbole	Nom complet	Mm g/mol	T _{crit} (°C)	P _{crit} (KPa)	TD (°C)	PRG (GWP) 100
R744	Doxyde de carbone	44	30,97	7104,15	-78,4	1
R290	Propane	44,09	96,67	3973,94	-42,09	20
R1270	Propylléne	42,08	92,42	4391,45	-47,69	20
R152a	Difluoroethane	66,05	113,26	4243,6	-24,02	120
R32	Difluorométhane	52,02	78,10	5508,85	-51,65	550
R245ca	Pentafluoropropane	134,04	174,42	3651,58	25,13	640
R236ea	Hexafluoropropane	152,03	139,29	3228,83	6,19	1200
R134a	Tetrafluoroethane	102,03	101,06	3786,13	-26,07	1300
R125	Pentafluoroéthane	120,02	66,02	3344,55	-48,09	3400
R227ea	heptafluoropropane	170,02	101,65	2652,85	-16,45	3500

Tableau : nomenclature, propriété physique, pouvoir de réchauffement global des corps choisis.

Mm : Masse molaire, T_{crit} : Température critique, P_{crit} : Pression critique, TD : Température d'ébullition, GWP : Pouvoir de réchauffement global.

Une fois l'application est choisie et les critères de sélection fixés, la méthode de sélection permet de classifier les mélanges dans des groupes contenant la liste des fluides vérifiant le chemin de caractérisation choisis.



Annexe 2 : Causes et conséquences des défauts courants sur les machines frigorifiques. Les causes et les conséquences des défauts courants sur les machines frigorifiques sont hiérarchisées de la façon suivante :

Pression d'évaporation P_{evap} et température T_{evap} d'évaporation trop faibles

Une différence par rapport aux valeurs courantes peut être due à une pression/température d'évaporation non optimale. Les causes de ce problème et les moyens de le détecter sont les suivants :

Charge en fluide frigorigène faible :

- Fuite de fluide frigorigène.
- Traces d'huile sur le carter ou sur le circuit de fluide frigorigène.
- Bulles de gaz au voyant liquide.
- Surchauffe élevée et sous refroidissement faible.

Débit en fluide frigorigène faible :

- Détendeur bloqué en fermeture, mal réglé, défectueux ou sous dimensionné.
- Froid voire givre localisé au détendeur.
- Surchauffe élevée et sous refroidissement faible.
- Vanne d'isolement partiellement ouverte :
- Froid voire givre localisé sur la vanne.
- Surchauffe élevée et sous refroidissement faible.
- Bouchage localisé en ligne liquide (filtre, déshydrateur, tuyauterie, vanne) .
- Froid voire givre localisé sur l'organe incriminé.
- Surchauffe élevée et sous refroidissement faible.

Débit faible en fluide caloporteur à l'évaporateur :

- Ventilateur défectueux.
- ventilateur à l'arrêt.
- Evaporateur encrassé
- Pvent élevée

Température du fluide caloporteur faible :

- Consigne faible.
- Régulation ou sonde de température défectueuse.

Climatiseur surdimensionné par rapport aux besoins :

- Puissance frigorifique élevée.

Présence de fluides parasites dans le circuit

- Présence importante d'huile dans l'évaporateur.

Pression d'évaporation P_{evap} et température T_{evap} d'évaporation trop élevées

Une différence par rapport aux valeurs courantes peut être due à une pression/température d'évaporation non optimale. Les causes de ce problème et les moyens de le détecter sont les suivants :

Débit en fluide frigorigène élevé :

- Détendeur bloqué en ouverture ou mal réglé.
- Surchauffe et sous refroidissement faibles.

Climatiseur sous dimensionné par rapport aux besoins.

- Puissance frigorifique élevée.

Température du fluide caloporteur élevée.

- Consigne élevée.
- Régulation ou sonde de température défectueuse.

L'appareil mal réglée :

- Régulateur de pression d'évaporation réglé trop haut.
- P_{aspi} faible et différente de P_{evap} .
- Compresseur défectueux.

Pression P_{cond} et température T_{cond} de condensation trop faibles

Une différence par rapport aux valeurs courantes peut être due à une pression/température de condensation non optimale. Les causes de ce problème et les moyens de le détecter sont les suivants :

Charge en fluide frigorigène faible :

- Fuite de fluide frigorigène.
- Traces d'huile sur le carter ou le circuit de fluide frigorigène.
- Bulles de gaz au voyant liquide
- Surchauffe élevée et sous refroidissement faible.

Débit en fluide frigorigène faible :

- Détendeur bloqué en fermeture, mal réglé, défectueux ou sous dimensionné.
- Surchauffe élevée et sous refroidissement faible.

-
- Vanne d'isolement partiellement ouverte.
 - Froid voire givre localisé sur la vanne.
 - Surchauffe élevée et sous refroidissement faible.
 - Bouchage localisé en ligne liquide (filtre, déshydrateur, tuyauterie, vanne).
 - Froid voire givre localisé sur l'organe incriminé.

Débit en fluide de refroidissement élevé :

- Ventilateur du circuit de refroidissement surdimensionnée.

Température du fluide de refroidissement faible :

- Régulation ou sonde de température du système de refroidissement défectueuse.
- Système de refroidissement surdimensionné.

L'appareil mal réglée

- Régulateur de pression de condensation réglée trop basse.
- Compresseur défectueux

Pression p_{cond} et température T_{cond} de condensation trop élevées

Une différence par rapport aux valeurs courantes peut être due à une pression/température de condensation non optimale. Les causes de ce problème et les moyens de le détecter sont les suivants :

Recharge supérieure aux préconisations du constructeur :

Présence de fluides parasites dans le circuit :

- Présence importante d'huile dans le condenseur.
- Présence d'incondensables dans le circuit de fluide frigorigène.
- Mélange de fluides frigorigènes par erreur

Débit en fluide de refroidissement faible :

- Régulateur de pression de condensation réglée trop haut.
- Ventilateur défectueux.
- ventilateur à l'arrêt.
- Ventilateur sous dimensionné.
- Régulation du débit défectueuse.
- Condenseur encrassé.
- Circuit obstrué.

Température du fluide de refroidissement élevée

-
- Régulation ou sonde de température du système de refroidissement défectueuse.
 - Système de refroidissement sous dimensionné.

Pression d'aspiration P_{aspi} trop faible

Les pressions d'évaporation et d'aspiration sont normalement très proches. Une différence trop importante ($P_{evap} > P_{aspi}$) est synonyme d'un problème (T_{evap} élevée) sur le système et engendre systématiquement une surconsommation du compresseur. Les causes de ce problème et les moyens de le détecter sont les suivants :

Pertes de charges élevées à l'aspiration :

- Filtre d'aspiration bouché.
- Tuyauterie d'aspiration bouchée.
- Vanne de service d'aspiration partiellement ouverte.

Régulation de l'appareil problématique

- Régulateur de pression d'évaporation trop fermé ou défectueux.
- Régulateur de pression d'aspiration (vanne de démarrage) trop fermé ou défectueux.

Pression de refoulement P_{refoul} trop élevée

Les pressions de condensation et de refoulement sont normalement très proches. Une différence trop importante ($P_{refoul} > P_{cond}$) est synonyme d'un problème sur le système et engendre systématiquement une surconsommation du compresseur. Les causes de ce problème et les moyens de le détecter sont les suivants :

Pertes de charges élevées au refoulement :

- Tuyauterie de refoulement bouchée.
- Vanne de service de refoulement partiellement ouverte.

Régulation de l'appareil problématique :

- Régulateur de pression de refoulement (vanne de démarrage) fermé ou défectueux.

Pressions de refoulement P_{refoul} et d'aspiration P_{aspi} tendent à s'égaliser

Problème de compresseur :

- Manque d'étanchéité entre l'aspiration et le refoulement.
- Robinet à flotteur du séparateur d'huile bloqué en ouverture.

Régulation de l'appareil problématique :

- Injection de gaz chauds trop importante.

- [1] M.A. Alsaad*, M.A. Hammad *The application of propane/butane mixture for domestic refrigerators* *Applied Thermal Engineering* 18 (1998) 911–918 *Mechanical Engineering Department, University of Jordan, Amman, Jordan*
- [2] B. Tashtoush , M. Tahat, M.A. Shudeifat *Experimental study of new refrigerant mixtures to replace R12 in domestic refrigerators* *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 495–506 *Department of Mechanical Engineering, P.O. Box 3030, JUST, Irbid, Jordan*
- [3] Wimolsiri Pridasawas *Solar-Driven Refrigeration Systems with Focus on the Ejector Cycle. Doctoral Thesis. Royal Institute of Technology, KTH Stockholm, Sweden 2006*
- [4] Halton (1999). Petrenko *Analyse monodimensionnelle de la performance d'un éjecteur. International Journal of Refrigeration , Elsevier Science , 354–364.*
- [5] Groll., D. L. (2006. May). *Analysis of an Ejector Expansion Device in a Transcritical CO₂ Air Conditioning System. Conference on Natural Working Fluids, . Trondheim: In Proc. of 7th IIR Gustav Lorentzen.*
- [6] Groll., D. L. (2005.). *Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. International Journal of Refrigeration .*
- [7] Harrell GS, K. A. (1995). *Performance tests of a two-phase ejector. ,. Proceedings of the 30th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, (pp. 49–5). Orlando.*
- [8] Heuydong Kim Youngki Lee, T. S. (1999). *Numerical Simulation of the Supersonic Flows in the Second Throat Ejector-Diffuser Systems. J. of Thermal Science Vol.8, No.4 .*
- [9] Sun, Y.-M. C.-Y. (1997). *Experimental Study of the Performance Characteristics of a Steam Ejector Refrigeration System . Experimental Thermal and Fluid Science (pp. 384-394). New York: Elsevier Science Inc.*
- [10] G.K. Alexis, E. R. (20 (2000)). *Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system. Applied Thermal Engineering 213±226.*
- [11] Denso, *Ejector cycle, <http://www.globaldenso.com/en/environment/story/no1/2par.html>.*
- [12] Dinçer, D. (2003 ISBN 0471623512). *Refrigeration systems and applications . ISBN 0471623512, 9780471623519: Edition: 2 Publié par John Wiley and Sons.,*
- [13] Djebedjian, B. S. (Boston 2000). *Parametric Investigation of Boost Jet Pump Performance,. Proceedings of FEDSM, ASME Fluids Engineering Summer Conference, .*
- [14] A. Selvaraju, A. M. (*Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 827–838). *Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants .*

- [15] AA., K. (1990). *The use of an ejector as a refrigerant expander. . Proceedings of the 1990 USNC/IIR Purdue Refrigeration Conference, (pp. 10–19).*
- [16] Eames I W, Aphornratana S, Haider H. *A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator. Int J Refrig 1995; 18(6):378–86.*
- [17] Kanjanapon Chunnanond, S. A. (2004). *Ejectors: applications in refrigeration technology. Renewable and Sustainable Energy (pp. 129–155).*
- [18]. B.J. Huang, J. C. (1999). *Empirical correlation for ejector design . International Journal of Refrigeration , 379–388.*
- [19] C. Aprea, F. de Rossi, A. Greco “*Experimental evaluation of R22 and R407C evaporative heat transfer coefficients in a vapour compression plant*” *International Journal of Refrigeration 366–377*
- [20] Zehnder M., 2004, “*Efficient air/water heat pumps for high temperature lift residential heating, including oil migration aspects*”, *Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL) Switzerland.*
- [21] Xu B. Chen JP. Qi ZG. Li F « *experimental study of R290 enhanced system performance in residential air-conditioners and heat pumps* “ID 404.
- [22] Ch Rahhal « *conception d’une pompe a chaleur air /eau a haute efficacité énergétique pour la réhabilitations d’installations de chauffage existantes* ” *Ecole des Mines de Paris.*
- [23] J.P Nidoutoum «*efficacité énergétique de la climatisation en région tropicale* ” *l’Institut de l’énergie et de l’environnement de la Francophonie (IEPF).*
- [24] Xiaoxin Wang , Xiugan Yuan « *Reuse of condensed water to improve the performance of an air-cycle refrigeration system for transport applications* » *Applied Energy 84 874–881.*
- [25] Bernard J. *Le turboTRAIN expérimental T.G.V. Département Constructions (Traction thermique) de la Direction du Matériel de la S.N.C.F. pp. 379-402.*
- [26] J. Phranc. *Revue Générale des CHEMINS DE FER, paru en mai 1972,379-402.*
- [27] H.H. Chu and S.W. Churchill, *The effect of heater size, location, aspect ratio, and boundary conditions on two-dimensional laminar natural convection in rectangular channels, J. Heat Transfer 98, 195–201(1976).*
- [28] B.L. Turner and R.D. Flack, *The experimental measurement of natural convective heat transfer in rectangular enclosures with concentrated energy sources, J. Heat Transfer, 102, 237–241 (1980).*
- [29] M.L. Chadwick and H.S. Heaton, *Natural convection from two-dimensional discrete heat sources in a rectangular enclosure, Int. J. Heat and Mass Transfer, 34, 1679–1693 (1991).*
- [30] M. Keyhani, V. Prasad and R. Cox, *An experimental study of natural convection in a vertical cavity with discrete heat sources, J. Heat Transfer, 110, 616-624 (1988).*

- [31] C. J. Ho and J.Y. Chang, *study of natural convection heat transfer in a vertical rectangular enclosure with two-dimensional discrete heating: effect of aspect ratio*, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37, 917–925 (1994).
- [32] K. Shigeo and A. Bejan, *Experimental study of natural convection in a cavity rectangular with different end temperatures*, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 23, 1117-1126(1980).
- [33] N. Ibrir, *Etude la convection naturelle dans une cavité rectangulaire contenant du métal liquide*, *Mémoire de magistère en mécanique*, Université de Batna, Algérie (2006).
- [34] Abdelhakim limane « *Etude numérique d'un système de réfrigération à éjecteur* » *Systèmes Energétiques Avancés école des mines de Nantes*.
- [35] « *Conditionnement d'air et notice descriptive et d'entretien pour voiture de grande ligne* » *société national des transportes ferroviaires*.
- [36] *Manuel de formation Technique frigorifique/ Climatisation 2003*.
- [37] *Résumé de Théorie et Guide de travaux pratique_ Fluides frigorigènes et récupération des réfrigérants*. Office de la Formation Professionnelle et de la Promotion du Travail.
- [38] “*equipo copmacto aire acondicionado para salas de pasajeros de los trenes diesel argelia*” Knorr Bremse Group
- [39] *Isolation thermique industrielle par Jean DANCKAERT B 2 347 paris 1999*.
- [40] *Isolation thermique à température ambiante. Bases physiques par Catherine langlais et Sorin klarsfeld BE 9 861 Paris 1999*.
- [41] *Isolation thermique à température ambiante. Propriétés par Catherine langlais et Sorin klarsfeld BE 9 860 Paris 1999*.
- [42] *Froid industriel par Francis Meunier, Paul Rivet, Marie –France Terrier.620.697 ,2005*.
- [43] *Efficacité énergétique JUDET de la COMBE A., « Le conditionnement de l'air, procédés et calculs utilisés en climatisation »*. Encyclopédie du froid, Baillère J.B. et fils Paris, 1963.
- [44] David souse “*study of refrigerant emissions from mobile air-conditioning compressor shaft seals*” *école nationale supérieure des mines de paris*.
- [45] Isabelle morgado “*design and realization of a primary and secondary leak standards for the measurement of leak flow rates of refrigerants*” *école nationale supérieure des mines de paris*.