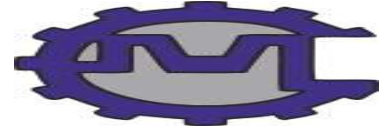


REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Laboratoire de Génie Mécanique et de Développement

Mémoire de projet fin d'études

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

**ETUDE ET REALISATION D'UN BANC D'ESSAIS MOTEUR
MOBILE DUAL-FUEL**

Réalisé par :

Mohamed Amine BENOUEHLIMA

Mohammed Nadjib HAMLAOUI

Sous la direction de :

M. Saïd RECHAK (Professeur, ENP Alger)

M. Arezki SMAILI (Professeur, ENP Alger)

M. Mohamed BENBRAIKA (Docteur, ENP Alger)

Présenté et soutenu publiquement le 14/06/2016

Composition du Jury :

Président M. Brahim GUERGUEB, Docteur ENP Alger

Promoteur M. Saïd RECHAK, Professeur ENP Alger

Promoteur M. Arezki SMAILI, Professeur ENP Alger

Promoteur M. Mohamed BENBRAIKA, Docteur ENP Alger

Examineur M. Mohamed BOUBAKEUR, Docteur ENP Alger

Invité M. Mourad BOUMAKH, Directeur Technique EMO, Constantine

-ENP 2016-

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Ecole Nationale Polytechnique



Département Génie Mécanique

Laboratoire de Génie Mécanique et de Développement

Mémoire de projet fin d'études

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

**ETUDE ET REALISATION D'UN BANC D'ESSAIS MOTEUR
MOBILE DUAL-FUEL**

Réalisé par :

Mohamed Amine BENOUHLIMA

Mohammed Nadjib HAMLAOUI

Sous la direction de :

M. Saïd RECHAK (Professeur, ENP Alger)

M. Arezki SMAILI (Professeur, ENP Alger)

M. Mohamed BENBRAIKA (Docteur, ENP Alger)

Présenté et soutenu publiquement le 14/06/2016

Composition du Jury :

Président M. Brahim GUERGUEB, Docteur ENP Alger

Promoteur M. Saïd RECHAK, Professeur ENP Alger

Promoteur M. Arezki SMAILI, Professeur ENP Alger

Promoteur M. Mohamed BENBRAIKA, Docteur ENP Alger

Examineur M. Mohamed BOUBAKEUR, Docteur ENP Alger

Invité M. Mourad BOUMAKH, Directeur Technique EMO, Constantine

-ENP 2016-

Dédicace

Je dédie ce modeste projet de fin d'études à :

- *Mon cher papa et ma chère maman qui m'ont bien éduqué, qui ont veillé à ma réussite et pour que je devienne un homme de principe et parmi l'élite du pays.*
- *Mon grand-père maternel « BENKARA Moustepha Mahmoud », qu'Allah l'accueille dans son vaste paradis, lui qui m'a montré la voie de la réussite, m'a éduqué et m'a orienté vers la meilleure et grande école d'Algérie.*
- *Mon grand-père paternel « Hamlaoui Cherif », qu'Allah l'accueille aussi dans son vaste paradis et aussi à ma grande mère « BOUAROUDJ Zineb » qu'Allah la protège.*
- *Toute ma famille (mes sœurs, mes oncles, mes tantes.) et à tous mes amis et à toutes les personnes qui ont cru en moi et qui m'ont soutenu durant toutes mes études.*
- *Mon adorable petit frère Rabah Zakaria, qu'Allah lui montre le chemin de la réussite.*
- *Et n'oublions pas surtout toute la promo Génie Mécanique 2013-2016 « El Chikh, Babaha, El fariha..... »*

MOHAMMED NADJIB HAMLAOUI

Dédicace

Je dédie ce modeste travail à :

Mes chers parents

Mes frères et sœurs

Toute la promotion de Génie Mécanique 2015-2016

Toute la promotion de Métallurgie 2015-2016

*Tous les enseignants de l'ENP, et en Particulier les
enseignants du Département Génie Mécanique.*

Tous mes ami(e)s.

Tous ceux qui me sont chers

Mohamed Amine BENOUAHLIMA



Remerciements :

Nous remercions avant tout Allah le tout puissant de nous avoir donné la foi, la santé et la volonté de mener à bien notre projet.

Nous remercions chaleureusement nos promoteurs Professeur Arezki SMAILI, Professeur Saïd RECHAK, Docteur Mohamed BENBRAÏKA dont le rôle fût primordial. Au-delà de leurs précieux conseils scientifiques, nous retiendrons longtemps leurs grandes qualités humaines, la confiance qu'ils nous ont accordée ainsi que leurs disponibilité permanente. Sans eux, ce travail n'aurait pas la même saveur.

Nous remercions aussi les membres du jury, Monsieur le président de jury Brahim GUERGUEB, Monsieur l'examinateur Mohamed BOUBAKEUR, d'avoir pris le temps et le soin de lire notre document.

Nous remercions Monsieur Mourad BOUMAKH et toute l'équipe de l'entreprise EMO qui nous ont accueilli chaleureusement,

Nos remerciements vont également vers tous les enseignants de l'École Nationale Polytechnique. Merci d'avoir donné autant de vos personnes pour notre formation.

Enfin, Nous adressons nos plus sincères remerciements à tous ceux qui ont contribué à petite ou grande échelle, de près ou de loin à la réalisation de ce projet.

ملخص: هذا المشروع تم بشراكة وطيدة بين الشركة الوطنية للمحركات لقسنطينة ومخبر الهندسة الميكانيكية للمدرسة الوطنية متعددة التقنيات حيث أن الهدف الرئيسي من هذه الشراكة هو انجاز منصدة تجارب محرك متنقلة ثنائية التزويد بالوقود لتحديد الخصائص الطاقوية و الحرارية للمحرك . حيث أن العمل المطلوب هو تحديد أبعاد نظام تبريد المازوت، غرفة منصدة تجارب المحرك، ماء المكبح لمنصدة التجارب. بعد بحث وثائقي عميق قمنا باختيار نظام تبريد بالضغط البخاري ونظام هوائي. بعد دراسة حرارية مقارنة بين نظامين مقترحين قمنا بتحديد أبعاد عناصر النظام المختار (ضاغط، محولات حرارية، مضخة) وقمنا أيضا بتحليل النتائج المحصل عليها لتقدير مصداقية النظام وقمنا أيضا باقتراح منتوجات تجارية ملائمة وتحديد ترتيب ملائم لعناصر النظام داخل غرفة منصدة تجارب المحرك.

الكلمات المفتاحية: نظام التبريد بالضغط البخاري، منصدة تجارب المحرك، نظام التهوية، محول حراري

Abstract: This project has been carried out in collaboration between the EMO Constantine company and the Mechanical Engineering and Development Laboratory (LGMD) of the ENP. The ultimate object of this project consists in the design and development of a mobile test bench to determine the thermal performances of a dual fuel internal combustion engine (CNG-Gasoil), in order to study its technical feasibility and practical viability. First, the study consists in determining and sizing of a cooling system for the cellule, the gasoil and the hydraulic brake of a test bench. In this effect, we have chosen to work on a vapor compression cooling system and a ventilating system. A comparative thermodynamic study was done between two suggested solutions, then, we have sizing the different components (compressor, heat exchanger, and pump) of the chosen system. Finally, based on practical tools of design and simulation, the reliability and viability of the proposed test bench have been demonstrated.

Key words: thermo-fluid analysis, Ventilation and Refrigeration, engine test bench, heat exchanger

Résumé : Ce projet a été réalisé en étroite collaboration avec l'Entreprise EMO, Constantine et Le Laboratoire de Génie Mécanique et Développement (LGM) de l'ENP. Le but ultime de ce projet est la conception et la réalisation d'un banc d'essais mobile, pour déterminer les performances thermiques d'un moteur dual fuel GNC et Gasoil et ce afin d'étudier sa faisabilité et viabilité pratique. Dans une première phase le travail consistait à dimensionner le système de refroidissement du gasoil, de la cabine et du frein hydraulique du banc d'essais. A cet effet, nous avons choisi de travailler sur un système de refroidissement à compression de vapeur et un système de ventilation. D'abord, une étude thermodynamique comparative entre deux solutions proposées a été faite. Ensuite, en se basant sur des considérations thermo-fluides, un dimensionnement et calcul des différents éléments (compresseur, échangeur de chaleur, et pompe) du système proposé a été effectué. Enfin, basé sur des outils pratiques de conception et simulation, la fiabilité et viabilité du banc d'essais proposé ont été démontrées.

Mot clé : Analyse thermo-fluide, Ventilation et Réfrigération, Banc d'essais moteur, Echangeur de chaleur

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE 1 ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LA TECHNOLOGIE DE CONVERSION EN DUAL-FUEL.....	3
1.1 Composition du GNC (Gaz Naturel Comprimé).....	5
1.2 GNC Comme Un Carburant Alternatif	6
1.3 Les avantages du GNC	7
1.4 Inconvénients du GNC	9
1.5 Types de moteurs au gaz naturel	10
1.6 La Conversion En Dual Fuel	11
1.6.1 Conversion pour les moteurs lents.....	11
1.6.2 Conversion pour les moteurs rapides.....	12
1.7 Le Rapport Diesel/GNC	13
CHAPITRE 2 GENERALITE SUR LES BANCS D’ESSAIS MOTEUR	14
2.1 Définition	14
2.2 les grandeurs mesurables au banc d’essais moteur	14
2.3 Architecture générale des bancs d’essais moteur	17
2.3.1 Les éléments constitutifs dans la salle d’essais	18
2.3.2 La salle de contrôle	20
2.4 Equipement d’un banc d’essais de moteurs	21
2.4.1 Méthodes et instruments de mesure dans un banc d’essais	22
CHAPITRE 3 : ETUDE DES SYSTEMES DE REFROIDISSEMENT	38
3.1 Systèmes de refroidissements.....	38
3.1.1 Tours de refroidissements (aéroréfrigérantes).....	38
3.1.2 Les systèmes frigorifiques	41
3.1.3 Le choix du système de refroidissement convenable au problème	44
3.1.4 Le choix du Fluide Frigorigène	45
3.1.5 Le choix des échangeurs de chaleurs.....	49
3.1.6 Système de ventilation.....	51
3.1.7 Le choix de la tuyauterie du cycle frigorifique	51
CHAPITRE 4 CALCUL ET DIMENSIONNEMENT DES SYSTEMES DE REFROIDISSEMENT	54
4.1 Systèmes de refroidissement frein et gasoil	54

4.1.1 Configuration I	54
4.1.2-Configuration II.....	57
4.1.3 Choix et sélection du meilleur système	59
4.2 Dimensionnement des différents composants du système de refroidissement proposé.....	60
4.2.1 Dimensionnement de l'économiseur	60
4.2.2 Dimensionnement de l'échangeur de gazole	67
4.2.3 Dimensionnement de l'évaporateur.....	71
4.2.4 Dimensionnement du condenseur.....	80
4.2.5 Dimensionnement du système de ventilation	93
4.2.6 Dimensionnement de la pompe	94
4.2.7 Le dimensionnement de la tuyauterie.....	95
CHAPITRE 5 PRESENTATION DES RESULTATS ET DISCUSSION.....	97
5.1 Etude thermofluide comparative	97
5.2 Analyse des performances des échangeurs	99
5.3- Propositions des modèles commerciaux :.....	102
5.4-la disposition des éléments dans la cellule d'essais :.....	104
CONCLUSION GENERALE.....	107
BIBLIOGRAPHIE.....	109
WEBOGRAPHIE :	111
ANNEXE :	112

Listes des figures :

Chapitre 1

Figure 1.1. La contribution de transport au émissions globale de polluant en Europe (2001).

Figure 1.2. Schéma De Conversion Les Moteurs Lents

Figure 1.3. Schéma De Conversion Des Moteurs Rapides

Chapitre 2

Figure 2.1 : Le couple est le produit de deux grandeurs : une force et un bras de levier

Figure 2.2 : Schéma générale d'un banc d'essai

Figure 2.3 : Méthode de calcul du débit instantané par orifice calibré.

Figure 2.4 : Mesure de débit par compteur à pistons rotatifs.

Figure 2.5 : tube de Pitot.

Figure 2.6 : principe de fonctionnement d'un thermomètre à dilatation de

Figure 2.7 : Thermistance.

Figure 2.8 : Circuit d'un thermocouple.

Figure 2.9 : Principe de fonctionnement d'un manomètre à tube de Bourdon.

Chapitre 3

Figure 3.1. Tour de refroidissement ouverte.

Figure 3.2. Tour de refroidissement Fermée.

Figure 3.3. Tour de refroidissement hybride fermée.

Figure 3.4. Le fonctionnement du cycle frigorifique à compression de vapeur.

Figure 3.5. Plages d'utilisation en référence à la température ambiante.

Figure 3.6. Installation frigorifique type.

Chapitre 4

Figure 4.1. Configuration I du système de refroidissement

Figure 4.2. Configuration II du système de refroidissement

Figure 4.3. Évolution de la température en fonction de la longueur dans l'économiseur pour l'écoulement contre-courant.

Figure 4.4. Évolution de la température en fonction de la longueur de l'échangeur du diesel pour l'écoulement contre-courant.

Figure 4.5. Algorithme du dimensionnement d'un échangeur tube et calandre.

Figure 4.6. Évolution de la température dans l'évaporateur.

Figure 4.7. Algorithme de calcul pour le dimensionnement du condenseur.

Chapitre 5

Figure 5.1. Vue de l'intérieur de la cellule de banc d'essais.

Figure 5.2. Vue de l'extérieure de la cellule de banc d'essais.

Listes Des Tableaux

Chapitre 1

Tableau 1.1. Standards d'émissions, g/KWh.

Tableau 1.2. Analyse de quelques gaz naturels.

Tableau 1.3. Comparaison entre le GNC et le diesel.

Chapitre 3

Tableau 3.1. Le groupe de sécurité de quelque fluide frigorigène.

Tableau 3.2. Pressions de fonctionnement de quelque fluide frigorigène.

Tableau 3.3. Impact écologique des fluides frigorigènes récents.

Chapitre 4

Tableau 4.1. Conditions de dimensionnement.

Tableau 4.2. Tableau récapitulatif des résultats de dimensionnement.

Tableau 4.3. Conditions de dimensionnement.

Tableau 4.4. Tableau récapitulatif des résultats de dimensionnement.

Tableau 4.5. Tableau comparative des résultats obtenu par chaque système.

Tableau 4.6. Les paramètres thermiques des fluides et géométriques de l'échangeur.

Tableau 4.7. Les paramètres thermiques des fluides et géométriques de l'échangeur.

Tableau 4.8. Les paramètres thermiques à $T_{moyenne-1} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tableau 4.9. Paramètre thermique de l'eau à $T_{moy}=38\text{ }^{\circ}\text{C}$ et à $T_w=24\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tableau 4.10. Paramètres thermique géométrique de l'échangeur.

Tableau 4.11. Les caractéristiques géométriques de l'échangeur.

Tableau 4.12. Propriété de l'air à $T=42\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tableau 4.13. Propriété de fluide frigorigène à $T= 57^{\circ}\text{C}$.

Tableau 4.14. Les propriétés thermiques du fluide frigorigène à $50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tableau 4.15. Les différents paramètres calculés dans le programme dans la partie diphasique.

Tableau 4.16. Les différents paramètres calculés dans le programme dans la partie surchauffé.

Tableau 4.17. Les différents paramètres géométriques du condenseur.

Tableau 4.18. Propriété de l'air à des différentes températures.

Tableau 4.19. Valeur des paramètres thermodynamiques dans chaque partie de circuit frigorifique.

Tableau 4.20. Les débits volumiques par heure et les diamètres.

Chapitre 5

Tableau 5.1. Résultats thermo fluide de la 1^{ère} configuration

Tableau 5.2. Résultats thermodynamiques de la 2^{ème} configuration

Tableau 5.3. Les propriétés géométriques et pertes de charges d'économiseur.

Tableau 5.4. Les propriétés géométriques et pertes de charges d'échangeur diesel.

Tableau 5.5. Les propriétés géométriques et pertes de charges d'évaporateur.

Tableau 5.6. Les propriétés géométriques et pertes de charges du condenseur.

Tableau 5.7. Les caractéristiques de compresseur.

Tableau 5.8. Les caractéristiques de la pompe de circulation d'eau.

Listes des Abréviations

GNC : Gaz naturel comprimé

COP : Coefficient de performances

EMO : Entreprise Moteur Constantine.

GWP: Global warming potential

Nomenclature:

Q_a : Flux volumique d'air stœchiométrique (m^3/s).
 η_v : Efficacité volumique.
 V_d : Cylindrée du moteur (m^3/s).
 N : vitesse de rotation (tr/s).
 A : section (m^2)
 $V_{\text{numéro}}$: vitesse (m/s)
 D/d : diamètre (m)
 C : le couple en (Nm)
 F : la force (N)
 R : rayon (m)
 C_s : Consommation spécifique (g/cv.h)
 C_0 : Quantité de combustible (gr)
 Δt : Temps mesuré (s)
 P : Puissance de moteur mesurée (cv)
 θ : Angle de rotation
 G : Module d'élasticité à la torsion du matériau.
 I_0 : Moment polaire de la section.
 $P_{\text{numéro-sat}}$: Pression de saturation en (MPa)
 $h_{\text{numéro}}$: Enthalpie spécifique (Kj/ kg)
 x : titre pourcentage du la vapeur dans le mélange
 T : Température ($^{\circ}C$ ou $^{\circ}k$)
 $S_{\text{numéro}}$: entropie spécifique (kJ/kg.k)
 $P_{\text{numéro}}$: Pression (MPa)
 η_s : rendement isentropique du compresseur.
 \dot{Q}_c : capacité frigorifique (kw)
 \dot{m}_{R-134a} : débit massique du fluide frigorigène (kg/s)
 \dot{m}_f : débit massique du fuel en ($\frac{Kg}{s}$)
 C_p : chaleur spécifique (kJ/kg.k)
 T_{ho} : Température de sortie du fluide chaud ($^{\circ}K$)
 T_{hi} : Température d'entrée du fluide chaud ($^{\circ}K$)
 T_{co} : Température de sortie du fluide ($^{\circ}K$)
 T_{ci} : Température d'entrée du fluide froid ($^{\circ}K$)
 \dot{m} : débit massique (kg/s)
 COP : coefficient de performance.
 Q_v : débit volumique de l'eau du frein (m^3/s)
 ρ : masse volumique (kg/m^3)
 \dot{W}_c : puissance du compresseur (kW)
 μ : viscosité dynamique ($\mu Pa \cdot s$)
 N_t : Nombre d'ailettes
 L_f : longueur des ailettes (cm)

t : épaisseur des ailette ou épaisseur des tubes (mm)
 U_o : coefficient d'échange globale
 k : conductivité thermique (w/m.k)
 η_o : rendement globale des ailettes
 h_i/h_o : coefficient d'échange intérieur et extérieure (W/m²)
 R_o/R_i : Résistance thermique d'encrassement extérieure et intérieur (K.m²/W)
 Re_h : Nombre de Reynolds de fluide chaud
 Re_c : Nombre de Reynolds de fluide froid
 Pr : Nombre de Prandtl
 Nu_b : Nombre de Nusselt
 P_w : périmètre mouillé (m)
 D_h : diamètre hydraulique (m)
 P_h : périmètre équivalent en (m)
 L_c : longueur corriger des ailettes
 η_f : rendement des ailettes
 ΔT_{ln} : température moyen logarithmique (K)
 n_t : nombre d'harpin
 f : coefficient de friction
 u_m : vitesse moyen (m/s)
 Δp_1 : perte de charge (Pa)
 Δp_{tt} : perte de charge total en (kPa)
 N_{t-max} : nombre de tubes maximum à l'intérieur de la calandre.
 \bar{h}_i : coefficient d'échange moyen.
 G_m/G_{ms} : vitesse massique Kg/m².s
 F : coefficient de correction.
 B : espacement des chicanes.
 P_l : Pas longitudinale des tubes (mm)
 P_t : Pas transversale des tubes (mm)
 $P_{aillette}$: Pas entre les ailettes
 l : largeur (m)
 $N_{aillette-m}$: nombre d'ailette par unité de longueur.
 b : nombre de tube par étage.
 V_t : volume total des tubes (m³)
 X_L : Coefficient de correction de la longueur caractéristique des ailettes.
 X_m : Coefficient de correction de la longueur caractéristique des ailettes.
 H : hauteur de la batterie à ailette
 V : volume m³.
 ΔZ : Hauteur de la pompe.
 H_m : la hauteur manométrique.

INTRODUCTION GENERALE

Au cours des premières années de développement du secteur de l'automobile, la puissance et la fiabilité du moteur étaient les préoccupations majeures des motoristes. Cependant au cours de ces trois dernières décennies, la réglementation sur les émissions et l'épuisement des ressources pétrolières ont suscité une attention particulière sur la nécessité du développement de conceptions propres et efficaces de moteurs. Il est très clair maintenant que les moteurs conventionnels sont sujets à quelques difficultés dans l'amélioration du rendement tout en réduisant les émissions.

Un grand nombre de travaux de recherche ont été menés dans le but d'identifier des sources d'énergies de substitution plus écologiques que les produits pétroliers conventionnels. Le gaz naturel bénéficie d'un grand intérêt en tant que carburant alternatif.

Dans ce cadre, L'entreprise EMO Constantine s'est engagée en collaboration avec le département génie mécanique de l'école nationale polytechnique d'Alger sur le projet de conversion du moteur F4L912 en dual fuel.

Tout d'abord l'entreprise Moteur Constantine est une entreprise publique algérienne spécialisée dans le domaine de fabrication des moteurs Deutz depuis 1970.

Afin de créer une nouvelle source d'investissement, l'entreprise EMO veut convertir ses moteurs en dual-fuel (Gaz Naturel Comprimé/Gazole).

Pour pouvoir convertir ces moteurs en dual-fuel l'entreprise a besoin d'un banc d'essais spécifique et mobile installé loin des installations de l'usine où on va assurer l'alimentation en GNC en toute sécurité.

L'entreprise possède une dizaine de banc d'essais implantés en série et équipés par un seul système d'alimentation et de refroidissement.

Les responsables de la société ont décidé de prendre l'un des bancs d'essais fixe et le convertir à un banc d'essais mobile implanté dans une cellule de petites dimensions équipée par la nouvelle source d'alimentation (GNC).

Ce banc d'essai dual fuel une fois réalisé et optimisé va permettre à l'entreprise de passer à l'étape suivante celle de convertir une bonne partie des moteurs fabriqués en dual fuel avant d'aller plus tard et comme solution finale vers la conception et la réalisation de moteurs dédiés GNC.

INTRODUCTION GENERALE

Notre travail consiste à trouver un nouveau système de refroidissement et faire son dimensionnement pour assurer le bon fonctionnement du frein dont il est l'élément principal, fixer la température du gazole à 15 °C et refroidir la cabine. Pour ce faire, nous avons réparti notre travail en cinq chapitres. Le premier, est une étude bibliographique approfondie sur la technologie de conversion en dual fuel où nous avons montré les avantages et les inconvénients du GNC et la méthode suivie pour réaliser la conversion.

Le second chapitre est consacré à la description du banc d'essais moteur où nous avons donné des explications détaillées sur l'architecture et les équipements du banc d'essais et les grandeurs mesurables sur ce dernier.

Le troisième chapitre est le chapitre clé où nous avons fait une étude bibliographique comparative entre les différents systèmes de refroidissement utilisés en tenant compte des contraintes imposées. Nous avons fini par choisir un système de refroidissement à compression de vapeur, puis nous avons proposé deux solutions valables et le type de tuyauterie compatible.

Dans le quatrième chapitre nous avons abordé le dimensionnement thermodynamique des deux solutions, puis nous avons fait une étude comparative entre elles. Après le choix de la solution qui nous paraissait la plus adaptée, nous avons procédé à son dimensionnement géométrique. Par la suite nous avons déterminé le système de ventilation, les caractéristiques de la pompe d'alimentation et les dimensions de la tuyauterie.

Le cinquième chapitre est le chapitre le plus important où nous avons présenté les résultats trouvés puis avons estimé la fiabilité du système en analysant les résultats obtenus de chaque calcul. Suite à cela, nous avons proposé des modèles commerciaux de la pompe, du compresseur de vapeur, du ventilateur et de l'extracteur, puis nous avons proposé une disposition des éléments du banc d'essais à l'intérieur de la cellule.

Nous avons terminé notre travail par une conclusion générale.

CHAPITRE 1 ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LA TECHNOLOGIE DE CONVERSION EN DUAL-FUEL

Introduction

Au cours de ces dernières années, La pollution atmosphérique est devenue une préoccupation et un enjeu majeur dans de nombreux pays. Un consensus universel sur la nécessité de réduire ce fléau s’est installé. L’intérêt croissant pour les émissions a eu comme conséquence l’application de strictes normes à respecter dans beaucoup de secteurs industriels. Le sommet de Kyoto (Japon, 1997) s’est concentré sur les émissions de gaz à effet de serre et leur conséquence sur le réchauffement climatique qui provoque des catastrophes naturelles ; inondations et glissements de terrains. Ceci a été attribué à l’utilisation des énergies fossiles qui émettent des proportions importantes de dioxyde de carbone, et d’autres émissions NO_x, CO, SO₂ HCNM, NH₃ et les résidus de combustion.

Le secteur de transport contribue majoritairement aux émissions de NO_x et CO comme le l’indique la figure 1.1:

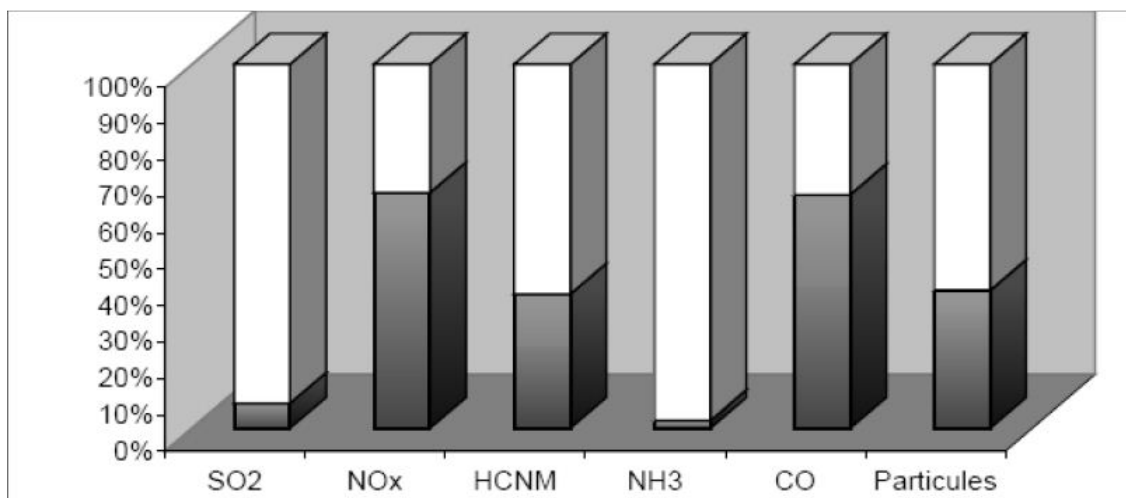


Figure 1.1. La contribution de transport au émissions globale de polluant en Europe (2001).

Au cours des premières années de développement du secteur de l’automobile, la puissance et la fiabilité du moteur étaient les préoccupations majeures des motoristes. Cependant dans les dernières décennies, les réglementations sur les émissions de gaz et l’épuisement des ressources pétrolières sont devenues l’intérêt majeur des grandes puissances mondiales afin de réaliser des conceptions propres et efficaces du moteur afin de minimiser les émissions de gaz et pour

conserver les ressources fossiles qui sont des énergies non-renouvelables pour les générations futures et aussi pour réduire le taux de maladies afin de contrôler les dégâts produits par ce type d'émission.

Il est clair maintenant que les moteurs conventionnels ont des difficultés à augmenter le rendement car avec les techniques actuelles de combustion il est impossible d'augmenter le rendement du moteur sans augmenter le taux des émissions des gaz à effet de serre.

Actuellement des normes de plus en plus sévères sur la qualité de l'air exigent des émissions des moteurs d'être extrêmement basses, comme l'indique le tableau 1.1 :

Tableau 1.1. Standards d'émissions, g/KWh

Année	Standard	CO	HC	NO _x	PM
1996	EURO2	4	1.1	7	0.15
2000	Euro3	2.1	0.66	5	0.1
2005	Euro4	1.5	0.46	3.5	0.02
2008	Euro5	1.5	0.46	2	0.02

Un grand nombre de travaux et de recherches ont été menés dans le but d'identifier de nouvelles ressources d'énergie appelées carburants alternatifs qui permettent une substitution plus écologique que les produits conventionnels (essence, gazole).

Les différents types de nouveaux carburants sont :

- Les Bio-carburants.
- Le Gaz naturel.
- Le gaz de pétrole liquéfié.
- L'hydrogène.

Les moteurs utilisant ce type de carburant sont appelés « Moteurs à combustion interne avancés ». Dans notre étude, nous nous intéressons à l'utilisation du Gaz naturel comprimé.

1.1 Composition du GNC (Gaz Naturel Comprimé)

Le gaz naturel est généralement constitué d'un mélange d'hydrocarbures avec le méthane (CH₄) comme constituant principal, l'éthane, le propane, le butane, l'azote et du dioxyde de carbone constituent les autres composants. Des traces de vapeur d'eau et d'hydrogène sulfuré peuvent être présentes dans certains gaz naturels. Les propriétés du gaz naturel varient en fonction de son origine et de son traitement. Le gaz naturel brut est traité pour éliminer les impuretés telles que le pétrole, les condensats et les particules d'eau. La présence de ces particules peut affecter le bon fonctionnement du moteur utilisant ce carburant et peut même entraîner son arrêt. Le gaz naturel « sec », qui est presque totalement du méthane, est obtenu par traitement enlevant les autres hydrocarbures.

Tableau 1.2. Analyse de quelques gaz naturels

Provenance	Lacq (France)	Groningue (Pays-bas)	EKofisk (Norvège)	Megal (Russe)	Fos (GNL d'Algérie)	Arzew (Algérie)
Eléments (Fractions molaire)						
C ₁	0.978	0.813	0.858	0.928	0.910	0.872
C ₂	0.018	0.029	0.082	0.030	0.057	0.091
C ₃	0.001	0.004	0.028	0.0078	0.004	0.0263
nC ₄		0.002	0.0058	0.0012		0.0033
iC ₄			0.0031	0.001		0.0031
C ₅₊		0.813		0.000		0.0001
CO ₂		0.009	0.015	0.027		
N ₂	0.003	0.143	0.005	0.030	0.029	0.004

Le gaz naturel sous sa forme originelle est non-toxique, incolore et inodore. Une substance chimique appelée mercaptan est ajoutée au gaz naturel afin de lui donner une odeur d'œuf pourri par mesure de précaution pour que d'éventuelles fuites soient détectables.

Le tableau 1.3 suivant donne une comparaison des propriétés physiques du gaz naturel comprimé (GNC) et celle du diesel conventionnel

Tableau 1.3. Comparaison entre le GNC et le diesel

Propriété	Gaz Naturel	Diesel
Formule chimique	CH ₄	C ₃ à C ₂₅
Masse molaire	16.04	≈ 200
Composition en masse		
Carbone	75	84-87
Hydrogène	25	13-16
Densité	0.424	0.81-0.89
Masse volumique. Kg/m ³	128	820-886
Température d'ébullition, °C	-162	188-343
Point éclair, °C	-188	73
Température d'auto- inflammation	540	257
Limites d'inflammabilité, % volume		
Inférieure	5.3	0.6
Supérieure	15	6.5

Remarque :

Le GNC est stocké généralement à une pression de 210-250 Kilo pascal (3000 à 3600 psi).

1.2 GNC Comme Un Carburant Alternatif

L'utilisation du GNC comme carburant alternatif a commencé sur les moteurs stationnaires puis l'application a été faite sur les moteurs à essence qui sont des moteurs à allumage commandé où le moteur dispose d'une bougie d'inflammation qui assure l'inflammation du Gaz.

Avec l'avancement technologique les moteurs diesel trouvent plus d'utilisation surtout avec l'introduction de la suralimentation qui permet de délivrer de grandes puissances, un bon rendement et une consommation modérée ce qui est idéal pour le consommateur mais la contrainte d'émission des gaz à effet de serre reste toujours.

En sachant que les moteurs diesel sont des moteurs à auto inflammation où le gazole s'enflamme automatiquement à une température et une pression bien déterminées et en sachant que le Gaz Naturel Comprimé ne possède pas cette propriété, on a mis au point une nouvelle notion appelée « The Dual Fuel System » où on injecte le mélange Air-Gaz avec une certaine quantité de Gazole par conséquent le Gazole s'enflamme et provoque l'inflammation du GNC.

Avec cette technologie on s'est trouvé avec des taux d'émissions des gaz à effet de serre et à des consommations bien réduits. Dans cette perspective, l'école nationale polytechnique s'est engagée en collaboration avec EMO «Entreprise Moteur Constantine » sur un projet très important qui est : « la conversion du moteur F4L912 en dual fuel et la réalisation d'un banc d'essais certifié pour ce type de conversion et conforme aux normes en la matière ». Ce genre de moteur va être utilisé dans le domaine agricole, du transport et des travaux publics. La concrétisation de ce projet permettra des bénéfices pour l'état Algérien d'une part sur la consommation des produits pétroliers et donc va minimiser leur importation et d'autre part sur le volet écologique où les taux des émissions vont être diminuées d'une façon significative.

1.3 Les avantages du GNC

Le Gaz naturel est largement disponible dans notre planète, uniformément réparti, renouvelable (à travers la production du biogaz ou du bio-méthane).

L'utilisation de ce carburant permet de réduire l'utilisation des carburants traditionnels (essence, gasoil) ce qui ramène à la réduction de la pollution et des gaz à effet de serre, et pour le cas de l'Algérie, diminution d'importer les carburant pétrolier (gain économique) et pour les individus une économie d'argent vu que le prix de gaz naturel est moins cher que les autres carburants traditionnels.

- Réduction de la pollution et des gaz à effet de serre :

Les avantages environnementaux sont l'une des principales motivations pour lesquels la plupart des gouvernements dans le monde veulent promouvoir l'utilisation du gaz naturel comme carburant.

Barbotti [1] a signalé que le GNC est le carburant le plus propre pour moteur en raison de ses faibles niveaux d'émission en oxydes d'azote, monoxyde et dioxyde de carbone. Lewis [2] a

ajouté que le GNC est exempt de benzène et écarte donc le risque sanitaire des utilisateurs pouvant être directement exposés à des substances cancérigènes.

Principalement composé de méthane, le gaz naturel a un des plus bas contenus en carbone parmi les hydrocarbures. En passant du diesel au gaz naturel, le rapport H/C change approximativement de 1,8 à 3,7 (voire 4,0), ayant pour résultat un potentiel d'émission en CO₂, 23% plus bas que celui du diesel [3]. Les moteurs au gaz naturel peuvent réaliser des niveaux de CO₂ au-dessous de ceux des moteurs diesel aux mêmes richesses, tout en maintenant presque le même rendement thermique en mélange pauvre. Les émissions de CO₂ des moteurs au gaz naturel peuvent être réduites de plus de 20% comparées à celles des moteurs à essence, à puissance égale [4]. Catania et al [5] ont montré que les émissions de moteur au gaz naturel ont moins d'effet sur le réchauffement global que les émissions de ceux à essence, et ce en tenant compte du potentiel de réchauffement global du méthane. Les auteurs ont montré que le moteur au gaz naturel permet une réduction en équivalent CO₂ de 15-24% par rapport à l'essence.

En outre, les émissions de particules et d'oxydes d'azote posent de sérieux problèmes sanitaires et environnementaux lorsque leurs concentrations sont assez élevées. Les moteurs au gaz naturel produisent moins de particules que les moteurs diesel [6], puisque le gaz naturel ne contient pas de composés aromatiques tels que le benzène et contient moins d'impuretés dissoutes (tels que les composés soufrés) que les produits pétroliers. Une vitesse de flamme relativement réduite et de basse température de combustion des moteurs au gaz naturel permet d'atténuer les émissions de NO_x lors de fonctionnement avec rapport de compression élevé ou quand le moteur est suralimenté. Des niveaux très bas d'émissions de NO_x et de monoxyde de carbone (CO) peuvent être réalisés aux richesses pauvres [7]. Aussi, les émissions d'hydrocarbures non brûlés (HC) peuvent être réduites en dessous des niveaux correspondants pour les moteurs à essence, puisque l'état gazeux du (GNC) évite l'effet de mouillage aux parois dans les conduits d'admission et sur la chemise de cylindre.

Ceci améliore le démarrage à froid des moteurs au GNC [8] et induit donc une économie de consommation de carburant. Le pourcentage plus faible des émissions de HC dues au phénomène d'adsorption-désorption du film d'huile contribue également à la réduction des émissions en HC, comparées à celles des moteurs à essence [9,10]. Cependant, bien que le gaz naturel soit un

carburant très propre, ses émissions sont loin d'être parfaites [11] et des recherches d'amélioration doivent être menées.

- Disponibilité et avantage économiques :

En plus de son meilleur impact sur la pollution, le gaz naturel est disponible dans beaucoup de régions qui ont de faibles réserves pétrolières. Utiliser le gaz naturel comme carburant alternatif diminuera la dépendance énergétique de ces pays. En outre, les réserves mondiales de gaz naturel sont plus importantes que celles du pétrole. Ces réserves sont en effet très importantes et estimées à 200 ans de production dans les conditions actuelles [12]. Les gisements sont assez bien répartis sur la planète, ce qui limite les risques de rupture d'approvisionnement liés aux problèmes géopolitiques.

Par ailleurs, le gaz naturel restera disponible à un coût concurrentiel pour longtemps encore [13]. Son prix est également plus stable que celui d'autres carburants. Avec des réserves abondantes en gaz naturel et des réseaux de distributions importants, il est commode d'avoir accès à ce carburant juste en installant un système d'alimentation à domicile. Une large utilisation du gaz naturel permettra également de réduire la dépendance à l'égard des carburants pétroliers et à éviter des fluctuations importantes des prix de carburants [14].

- Sécurité :

Les propriétés physiques favorables du GNC, qui lui permettent de se dissiper dans l'air en cas de fuite, sont un avantage du point de vue sécuritaire. En effet, il est peu probable de former un mélange en cas de fuite [14]. Aussi, Barbotti [1] a relevé que les réservoirs utilisés pour le GNC dans les véhicules sont conçus pour résister aux chocs. Une étude faite aux Etats-Unis a également montré une diminution de 37% du taux d'accident concernant les véhicules roulant au GNV par rapport à ceux à essence et aucun décès n'a été enregistré [1]. Toutefois, en raison de la pression de stockage élevée (environ de 20-25 MPa), le processus de réapprovisionnement en GNV nécessite beaucoup d'attention.

1.4 Inconvénients du GNC

- Autonomie :

Le GNC nécessite de grands espaces pour une autonomie élevée et des distances acceptables de réapprovisionnement en combustible. En effet, pour un même contenu énergétique, le GNC à 20,7

MPa occupe environ cinq fois le volume du gazole et quatre fois celui de l'essence, ce qui pose un problème de limitation de distances de parcours des véhicules au CNC [14].

- Manque de station d'emplissage :

Dans notre pays les stations du GNC sont très rares, et aussi le facteur temps lors de remplissage du GNV qui est très important par rapport au remplissage avec les combustibles conventionnels ce qui cause une file d'attente dans les stations de service, induisant des désagréments aux utilisateurs du GNV.

- Coût initial élevé :

Le GNV est utilisé beaucoup plus pour les flottes de transport routier que pour les véhicules de particuliers à cause du coût initial élevé de conversion, ceci est dû aux bas volumes de production [15].

1.5 Types de moteurs au gaz naturel

Le gaz naturel peut être utilisé dans les moteur à allumage commandé et dans les moteurs à allumage par compression, ces moteurs peuvent être classés généralement en trois catégories :

- Moteur dédié GN, Mono-fuel :

Cette catégorie des moteurs utilise seulement le GN comme carburant. Ce type de moteur a l'avantage d'être optimisé pour fonctionner au gaz naturel, permettant ainsi de meilleures performances et une amélioration des émissions [16]. Les véhicules dotés d'un tel moteur nécessitent un seul réservoir de carburant. Cette réduction de poids permet une augmentation du rendement du moteur [14]. On trouve aussi des véhicules dédiés qui sont équipier avec un réservoir d'essence de secours en cas de panne en gaz.

- Bi-fuel ou Bivalent :

Les moteur Bivalent (Bi-fuel) utilise deux carburant d'une façon que le moteur fonctionne soit par l'un ou l'autre séparément, On trouve un bouton (sélecteur) dans le véhicule Bi-fuel qui nous permettrons de choisir le carburant souhaité utilisé. Les moteurs bi-fuel sont obtenus soit par conversion ou initialement ainsi conçu [16].

- Dual-fuel :

Un moteur dual-fuel au GNV utilise la fois, un mélange de gaz naturel et de gazole. Le mélange gaz-air est allumé par un combustible pilote (diesel). Celui-ci est injecté directement dans la chambre de combustion, tandis que le gaz est introduit dans le conduit d'admission par carburation

ou par injection [17]. Une injection directe du gaz dans le cylindre est aussi utilisée dans certains moteurs.

Dans ce type de moteurs, le gaz est utilisé comme combustible principal, tandis que le gazole, combustible pilote, sert de source d'allumage dans un mode d'allumage par compression. Les moteurs dual-fuel ont l'avantage de fournir la même puissance qu'un moteur diesel conventionnel, puisqu'il conserve le même taux élevé de compression et produit de plus faibles quantités concernant certaines émissions notamment les particules [16].

Les dual-fuel sont généralement le résultat d'une conversion d'un moteur existant et ont l'avantage de ne pas dépendre totalement du gaz naturel pour l'approvisionnement en carburant.

1.6 La Conversion En Dual Fuel

Comme les moteurs diesel fonctionnent avec le principe d'auto-inflammation, on injecte une petite portion de Gazole dans le cylindre en fin de compression ce qui va produire l'auto-inflammation du diesel et par conséquent l'inflammation du mélange Air/Gaz.

Il convient de noter les caractéristiques communes de la conversion qui sont énumérées comme suit :

1. Minimisation du coût d'exploitation.
2. Aucune modification requise sur le moteur.
3. Puissance de sortie non déclassée.
4. Flexibilité du carburant (Diesel classique/Dual-Fuel).

Pour les moteurs diesel on distingue deux types de conversions, à savoir, (i) moteurs lents (Vitesse de rotation < 1000 tours/min) et (ii) moteurs rapides (Vitesse de rotation de 1200 tours/min jusqu'à 2300 tours/min en général).

1.6.1 Conversion pour les moteurs lents

Le gaz est injecté dans le collecteur d'admission par des électrovannes installées au plus près possible des soupapes d'admissions où les vannes sont séparément commandées par l'unité de commande d'injection.

Puisque le moteur tourne à de faibles vitesses, le système interrompt l'injection du gaz vers le cylindre jusqu'à la fin de la combustion et d'échappement qui prend un temps trop long.

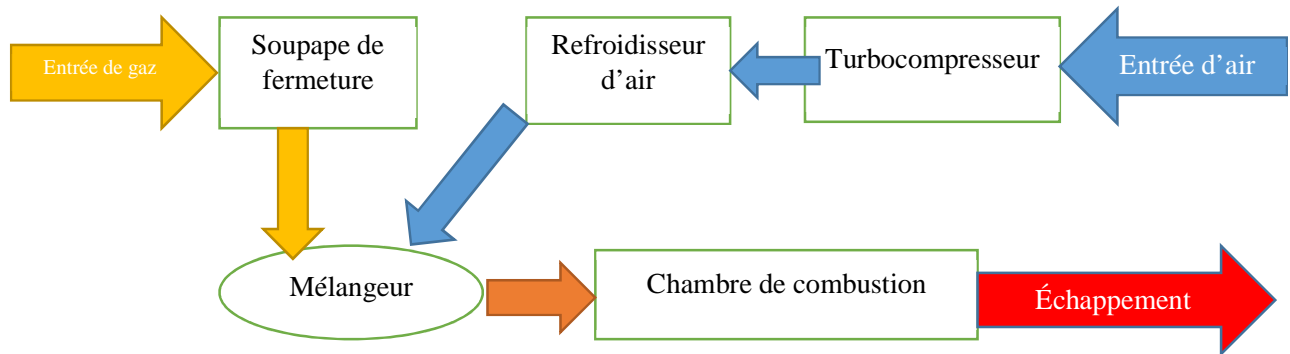


Figure 1.2. Schéma De Conversion Les Moteurs Lents

1.6.2 Conversion pour les moteurs rapides

Le gaz est mélangé avec de l'air dans un mélangeur (mixer) commun installé avant un turbocompresseur.

Le flux du gaz est contrôlé par une vanne étranglée (throttle valve) actionnée électriquement par un système de commande en fonction de la puissance du moteur et la fréquence de rotation requise.

Afin d'éviter le cliquetis du moteur (Knocking of the engine), un détecteur (contrôleur) de cliquetis est installé ce qui permet le fonctionnement le plus efficace possible du moteur au rapport Gaz/Diesel convenable.

Cette conversion convient à tous les moteurs à grande vitesse [1200-2000] tours/min

Le mélange Air/Gaz est effectué après le filtre à air et avant le turbocompresseur par un mélangeur central.

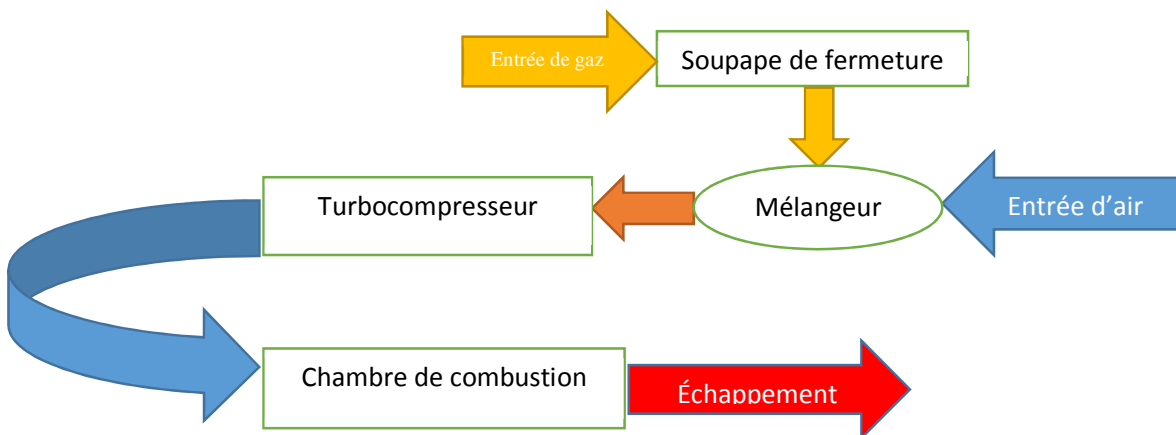


Figure 1.3. Schéma De Conversion Des Moteurs Rapides

1.7 Le Rapport Diesel/GNC

1. Ce rapport dépend de l'état technique du moteur en particulier « le système d'injection ».
2. Le rapport habituel Diesel/Gaz est de 40% / 60% pour les moteurs à grande vitesses.
3. Si La puissance de sortie varie entre 70% à 80% de la puissance nominale on peut atteindre un rapport Diesel/GNC 30% / 70% (en générale 50% - 70% « substitution du Gaz »).
4. Si la puissance est faible (exemple 50% de la puissance nominale) le rapport Diesel/GNC est de 45%-55%.
5. Pour les moteurs à faibles vitesses on peut atteindre un rapport Diesel/GNC de 10% -90%.

CHAPITRE 2 GENERALITE SUR LES BANCS D'ESSAIS MOTEUR

2.1 Définition

Un banc d'essais moteur est l'ensemble de matériels installés dans une salle généralement insonorisée et ventilée, et permettant de reproduire le fonctionnement du moteur thermique lors de son utilisation réelle. [18] [19]

On appelle bancs d'essais moteurs l'ensemble des installations permettant la rotation autonome de moteurs thermiques dans les conditions optimales de travail, de sécurité et de confort : ces installations construites autour d'un frein moteur, qui en est l'élément essentiel, comprennent également les moyens de mesure, de refroidissement, d'évacuation des gaz brûlés. etc.

Le banc d'essais moteurs est l'élément indispensable aux constructeurs, aux équipementiers, aux pétroliers et aux préparateurs de véhicules, leur permettant d'assurer la majeure partie de leurs essais, qu'ils soient de recherche, de mise au point, ou d'endurance.

Le banc d'essais moteurs est un moyen complexe et onéreux qu'il convient de définir avec soin par un cahier des charges précis et dont la gestion devra être rigoureuse afin d'assurer un engagement maximal, la maintenance et réorganisation étant des éléments essentiels de cette gestion.

2.2 les grandeurs mesurables au banc d'essais moteur

Les courbes caractéristiques des moteurs sont établis à l'aide des grandeurs mesurés au banc d'essais.

Ces grandeurs qui sont :

- Le couple,
- La puissance,
- La consommation spécifique.

- Le couple :

Le terme de ‘‘couple’’ vient de ce qu’il associe deux grandeurs : une force et un bras de levier. Dans un moteur thermique, cette force, c’est la pression que les gaz exercent sur les pistons ; le bras de levier, c’est la longueur des manetons du vilebrequin.

Depuis 1954, l’unité internationale de couple est le newton-mètre (symbole Nm), produit d’une force exprimée en newton (N) et d’un bras de levier exprimé en mètre (m) : 1 Nm est le couple produit par une force de 1 N qui s’exerce sur un bras de levier de 1 m. Adoptée en France en 1961, cette unité a remplacé avantageusement le mètre-kilogramme-force (symbole m-kgf).

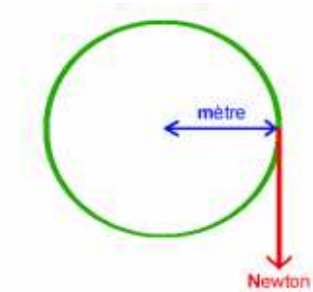


Figure 2.1. Le couple est le produit de deux grandeurs : une force et un bras de levier

$$C = F * r \text{ (Nm)}$$

Les valeurs du couple relevées au cours des essais indiquant exactement le comportement du moteur en fonction du régime.

Dans n’importe quel moteur, il est à noter que le couple relevé présente toujours trois domaines caractéristiques :

1^{er} domaine : Le couple s’accroît jusqu’à atteindre une valeur maximale.

2^{ème} domaine : Le couple décroît à partir de la valeur maximale atteinte.

3^{ème} domaine : Le couple chute rapidement ce qui correspond au régime de fonctionnement limite.

- La puissance :

D'une manière générale, la puissance désigne la production, la consommation ou la transformation d'énergie par unité de temps. Pour une automobile, cette énergie est d'abord de nature chimique (combustion du carburant), puis de nature cinétique (accélération et vitesse sur route horizontale) ou gravitationnelle (route en déclivité). La puissance d'un moteur thermique se rapporte donc à l'énergie délivrée par unité de temps, mais aussi à l'énergie consommée sous forme de carburant dans le même temps.

La puissance est égale au produit couple x régime.

La puissance se mesure en CV (cheval vapeur ou metric horsepower), en HP (horsepower) ou en W (Watt).

Puissance (Watt) = Couple (N.m) x Régime (rad/s)

Conversion : 1 CV = 735.5 W et 1 HP = 745.7W

On définit aussi la puissance du moteur par le rapport du travail sur le temps. Autrement dit, la puissance est égale au travail par unité de temps :

$$P = \frac{\text{travail (j)}}{\text{temps (s)}}$$

Si l'on fait intervenir la rotation du moteur, on obtient :

$$P = \text{travail par tour} * \frac{N}{60}$$

Le travail par tour étant donné par la relation suivante :

$$T = 2 * \pi * C$$

L'expression de la puissance devient :

$$P = \frac{2 \pi C N}{60}$$

- La consommation spécifique :

La consommation spécifique d'un moteur mesurée au banc d'essais est la quantité de carburant (en gramme) brûlée pour produire 1 cheval vapeur/heure. Sa détermination lors des essais permet d'évaluer le rendement du moteur. Pour cela, nous procédons de la manière suivante : nous mesurons le temps (Δt) mis par le moteur pour consommer une quantité C_o de combustible à un régime où la puissance est P.

$$C_s = \frac{C_0}{\Delta t} 3600 \frac{1}{P} \quad (g/cv.h)$$

C_s : Consommation spécifique en g/cv.h

C₀ : Quantité de combustible en grammes

Δt : Temps mesuré en secondes

P : Puissance mesurée en cv

2.3 Architecture générale des bancs d'essais moteur

Les bancs d'essais moteurs sont des installations lourdes. C'est-à-dire représentant un investissement important. Il faut donc constamment rechercher leur engagement maximal, c'est pourquoi l'architecture et l'organisation des bancs et de leur environnement sont adaptées à cette nécessité.

Autrefois, le moteur était installé directement sur la plate-forme de la cellule, l'équipement et la mise en ligne avec le frein étaient réalisés sur place, immobilisant ainsi le banc pendant plusieurs jours. Actuellement le moteur est préparé à l'extérieur du banc, sur un chariot ou une palette transportable où il reçoit tout son équipement (câblage, durites, etc.) et est aligné, par rapport à l'axe de l'élément de mise en charge, sur un gabarit. Il peut, le cas échéant, être mis en rotation sur un banc à vide afin de vérifier sa fonctionnalité ou être rodé sur un banc simple de façon à ne pas occuper une cellule spécifique par des essais sans rapport avec son équipement. L'installation dans la cellule est alors réalisée très rapidement (environ 1/2 h),

La règle de rengagement maximal conduit également à travailler 24 h sur 24, soit en assurant une présence humaine permanente, soit, et c'est ce qui devient la règle actuellement grâce aux développements de l'informatique, en automatisant au maximum toutes les fonctions de pilotage, d'acquisition et de sécurité.

Le taux d'utilisation du banc est en moyenne de l'ordre de 50 à 60 % et peut atteindre 85 à 90 % ponctuellement en endurance (600 à 650 h de rotation par mois).

Le schéma général d'un banc d'essais moteur est représenté sur la figure 2.2, chaque élément doit être défini en fonction du type de banc à réaliser [20] [19].

Un banc d'essais est constitué de deux parties principales : la **salle d'essais** et la **salle de contrôle** (figure 2.2).

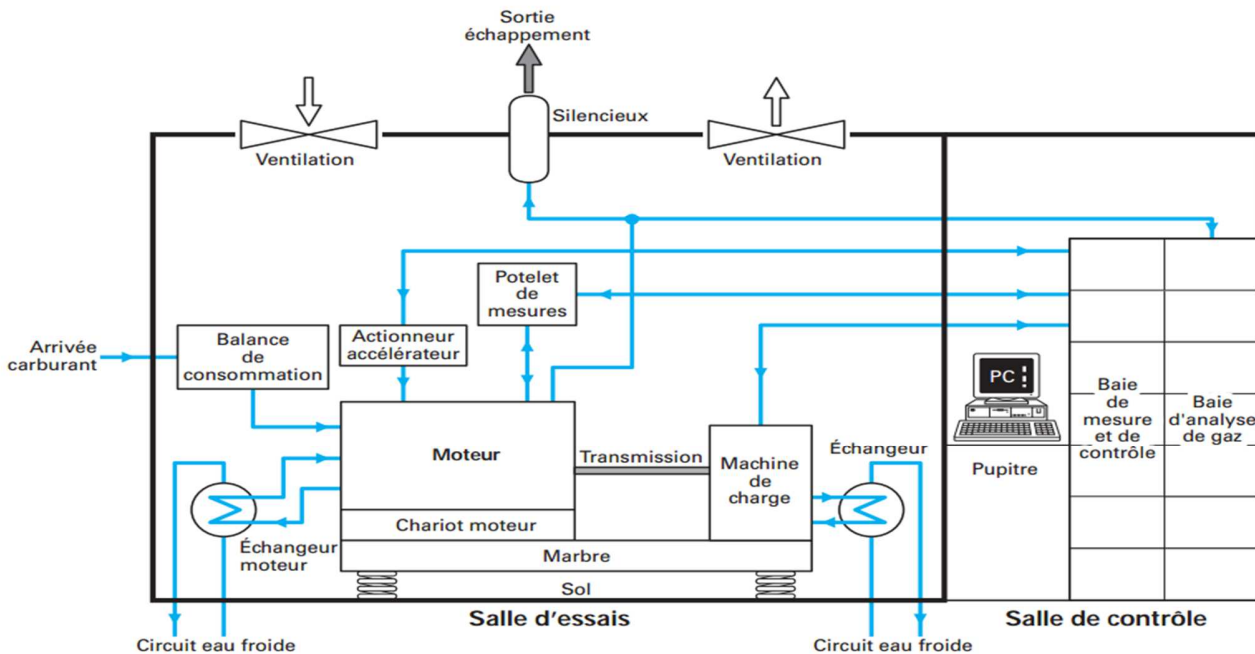


Figure 2.2. Schéma générale d'un banc d'essai

2.3.1 Les éléments constitutifs dans la salle d'essais

- La machine de charge :

La machine d'absorption de puissance, qui peut être un frein à courants de Foucault dans le cas d'essais stationnaires (non dynamiques), des dynamomètres réalisés à partir de moteurs synchrones ou asynchrones, ou des solutions mixtes : frein à courants de Foucault et moteur électrique accouplés dans le cas d'essais dynamiques. Cette machine nécessite des systèmes de refroidissement à eau ou à air. Dans le cas des freins à courants de Foucault, l'énergie du moteur thermique est transformée en énergie calorifique dans l'eau de refroidissement du frein. Cette eau chaude doit être refroidie au moyen d'un échangeur de chaleur relié à l'installation générale de refroidissement de la cellule d'essais. Dans le cas de dynamomètres réalisés à partir de moteurs synchrones ou asynchrones, le refroidissement de ces machines est assuré par des ventilateurs et il est nécessaire de tenir compte de cet apport d'énergie dans les calories à évacuer par la ventilation générale de la salle d'essais.

- Les supports moteur :

Les supports moteurs sont souvent des chariots de préparation et d'installation de façon à augmenter la productivité du banc. Ces chariots peuvent comprendre différents appareils permettant d'avoir un moteur « autonome » pour vérifier leur démarrage et améliorer les temps de mise en place de l'ensemble dans un banc

- Accouplement moteur-machine de charge :

La transmission entre le moteur et la machine de charge, qui doit être dimensionnée de façon précise compte tenu des couples à transmettre et des inerties en présence. Elle doit pouvoir supporter les harmoniques principales d'excitation du moteur thermique en essais (ordre 2 et 4 par exemple pour un 4 cylindres en ligne 4 temps). Pour ce faire, il faut déterminer une transmission ayant une fréquence propre suffisamment basse pour ne pas entrer en résonance même aux vitesses de ralenti moteur. Ceci n'est pas toujours réalisable et il faut alors vérifier que les harmoniques dangereuses du moteur, déterminées par le cycle (2 temps ou 4 temps), le nombre de cylindres, l'arrangement des cylindres (en ligne, en V...) et l'ordre d'allumage, ne risquent pas d'entrer en résonance avec la fréquence propre de la transmission. Dans le cas ultime où cette résonance est inévitable, il est impératif de prévenir l'utilisateur du banc pour ne pas faire de points stationnaires sur les régimes concernés.

- L'actionneur d'accélérateur :

L'actionneur d'accélérateur, qui permet de reproduire les demandes de régime et/ou de couple du cycle d'essais à réaliser. Cet actionneur doit être un appareil précis et reproductible pour garantir un fonctionnement sans faille dans le temps. Les appareils les plus précis et rapides sont réalisés à partir d'un moteur électrique linéaire permettant de supprimer tous les jeux mécaniques entre l'actionneur et l'organe à commander.

- Les ventilateurs :

La ventilation de la salle d'essais est nécessaire pour évacuer les calories dégagées par le moteur en fonctionnement. Le débit des ventilateurs doit être calculé pour assurer le refroidissement de la salle d'essais compte tenu de la puissance maximale des moteurs à installer dans le banc d'essais.

- Les moyens d'évacuation des gaz brûlés :

L'évacuation des gaz d'échappement des moteurs doit être assurée le cas échéant au travers d'un silencieux permettant de réduire le niveau sonore. Les composants gazeux contenus dans les échappements, généralement plus denses que l'air, et dangereux pour l'homme, ne doivent pas pouvoir stagner en partie basse de la salle d'essais. Pour garantir cette sécurité, il est nécessaire d'installer un système d'extraction de ces gaz. Néanmoins, ces gaz étant très oxydants, le moyen couramment utilisé consiste en un ventilateur soufflant de l'air de la cellule vers l'extérieur, autour de l'extrémité de la ligne d'échappement, diluant de ce fait les gaz évacués et sans pour autant qu'ils traversent les parties métalliques du ventilateur.

- Les échangeurs thermiques :

Les calories en provenance du circuit de refroidissement ou du circuit d'huile du moteur thermique ainsi que celles en provenance de l'échangeur d'air de suralimentation doivent être évacuées au travers d'un échangeur de chaleur, généralement eau-eau, raccordé au circuit général de refroidissement du centre d'essais.

- Le potelet de mesure :

Le moyen généralement utilisé pour connecter les mesures à réaliser au système informatique de contrôle du banc d'essais est de placer un potelet de mesure proche du moteur thermique comprenant les différentes connexions et les cartes électroniques assurant la conversion analogique-numérique. La transmission des données peut ainsi avoir lieu en mode numérique, en simplifiant le câblage entre la salle d'essais et la salle de contrôle et en étant insensible aux perturbations électriques. Cette façon de procéder permet tout à la fois de réduire au maximum la distance entre la prise de mesure et le traitement électronique et d'assurer le côté pratique des raccordements ou des modifications éventuelles de l'installation.

2.3.2 La salle de contrôle

La salle de contrôle permet aux techniciens de préparer et de surveiller le bon déroulement des essais. C'est une salle insonorisée et séparée de la salle d'essais. Dans la plupart des cas, une porte d'accès permet de passer de la salle de contrôle à la salle d'essais et une fenêtre permet la visualisation des moteurs en essais.

Les éléments constitutifs de la salle de contrôle sont :

- Baie de mesure et de contrôle :

Cette baie regroupe l'ensemble des voies de mesure en provenance du potelet installé dans la salle d'essais. Cette unité comprend :

- Le PC, généralement en version industrielle sur lequel est installé le logiciel de contrôle et de pilotage du banc d'essais.
- Les unités électroniques de contrôle de la machine de charge.
- Les différents régulateurs de température.
- Les différents racks électroniques.

- Baie d'analyse de gaz :

Cette unité comprend les différents analyseurs permettant de calculer les émissions polluantes, le rapport air/carburant. Les principaux gaz analysés sont : O₂, CO₂, CO, NO_x et HC.

2.4 Equipement d'un banc d'essais de moteurs

Selon la nature des essais envisagés sur un banc d'essai, les équipements diffèrent largement. Dans notre cadre, certaines grandeurs doivent obligatoirement pouvoir être mesurées. Pour réaliser un banc d'essai fonctionnant en dual-fuel, il nous faut placer un certain nombre d'appareils reliés à des capteurs pouvant nous donner nos mesures [20].

Ces équipements devront être capables d'effectuer les mesures suivantes :

- Températures :

- Air ambiant
- Fluide de refroidissement
- Gaz d'échappements
- Combustible (diesel)

- Pressions :

- Air ambiant
- Huile (lubrification)
- Combustible (GNC et diesel)

- Débits :

- Combustible (GNC et diesel)
- Air

- Couple et vitesse de rotation (nombre de tours par minute ou nombre de tours total lors d'une mesure).

D'autres mesures sont elles aussi susceptibles d'être mesurées sur notre banc d'essais. Citons par exemple les mesures d'avance à l'injection, l'humidité de l'air, ...ect

2.4.1 Méthodes et instruments de mesure dans un banc d'essais

- Mesure de la puissance effective :

La puissance peut être mesurée directement par plusieurs méthodes par exemple par la puissance électrique fournie par une génératrice de courant continu ou par la puissance absorbée par une hélice en fonction de la vitesse de rotation. Sinon, la puissance peut se calculer à partir de grandeurs déjà connues. Elle peut ainsi se déduire des mesures prises du couple et de la vitesse de rotation.

On a :

$$P = C \times \omega$$

En introduisant le nombre de tours par minute, on peut exprimer alors la puissance effective par la relation suivante :

$$P(\text{kW}) = \frac{C(\text{Nm}) * N(\text{tr /mn})}{9549}$$

La puissance étant souvent exprimée en chevaux, nous pouvons faire la conversion en que 1 cheval = 735,498 Watt

$$P(\text{ch}) = \frac{C(\text{Nm}) * N(\text{tr /mn})}{7023}$$

Remarque :

Si la boîte de vitesse est indépendante du frein, la vitesse à prendre en considération pour le calcul de la puissance est la vitesse de rotation du frein. Et si la boîte de vitesse est reliée au frein (généralement le carter est lié au stator du frein), dans ce cas, la puissance sera calculée en prenant compte de la vitesse de rotation du moteur [20].

- Mesure du couple :

A-Montage du frein en balance :

La méthode la plus employée pour déterminer le couple consiste en la mise en balance du stator du frein. On parle alors de montage du frein en balance. Il est utile de signaler que de par ce montage, des erreurs deviennent possibles. Les sources de ces dernières sont nombreuses. Il s'agit principalement des frottements parasites dus aux roulements ou des frottements aérodynamiques.

Les dispositifs de mesure du couple peuvent être :

- Des pesons (dynamométriques ou électriques).
- Une balance automatique.
- Un poids à l'extrémité d'un bras de levier

B-Mesure direct du couple par torsiomètre [21] :

Le torsiomètre est un appareil qui comporte un arbre parfaitement élastique et sans hystérésis qui transmet le couple entre le moteur et la machine absorbant l'énergie.

Si le couple transmis « C » est tel que la limite élastique du matériau ne soit nulle part dépassée et si admet que, sous l'action de ce couple, chaque section droite de l'arbre reste plane et tourne d'un angle très petit proportionnel à la cote de la section, la théorie de l'élasticité montre que l'on a :

$$\theta = \frac{C * L}{G * I_0}$$

Avec :

θ : Angle de rotation.

L : Longueur de l'arbre.

G : Module d'élasticité à la torsion du matériau.

I_0 : Moment polaire de la section.

Les valeurs de la longueur de l'arbre, du module d'élasticité ainsi que du moment polaire étant constants, nous pouvons poser l'expression du couple C.

$$C = k * \theta$$

Pour un appareil donnée, K étant une constante qui peut être déterminée par un étalonnage statique préalable.

La mesure de l'angle de torsion θ peut se faire par méthode optique ou inductive.

L'utilisation de torsiomètre donne la possibilité d'effectuer des mesures de couples instantanés pendant un fonctionnement transitoire du moteur.

- Mesure de la vitesse de rotation :

Il existe plusieurs types d'appareils de mesure pour la vitesse de rotation d'un moteur donné. Selon leurs fonctionnements, nous pouvons citer les appareils suivants :

A-Appareils mécaniques [22] :

A.1- Tachymètre centrifuge :

Il fonctionne à la manière d'un régulateur centrifuge : La rotation de l'aiguille est produite par un jeu de leviers actionnés par les effets centrifuges agissant sur des masselottes. Ces appareils sont peu précis et leur sensibilité n'est pas constante sur la plage d'utilisation. De plus, il nécessite une liaison entre le moteur et l'appareil.

A.2- tachymètre mécanique ou chrono-totalisateur :

Cet appareil permet de totaliser les tours pendant un temps déterminé (en général de l'ordre de 3 secondes). Le cardant est gradué en tours/min. Ce sont des appareils plus précis que les précédents (± 5 tours) mais ne permettant pas des mesures continues.

La méthode la plus précise consiste en l'emploi d'un compte-tours associé à un chronomètre, les deux appareils étant mis en route et arrêtés simultanément.

B-Appareils électriques [23] :

B.1-Appareils à courant continu :

Ils consistent en une génératrice à courant continu et à aimant permanent entraînée par le moteur. La tension délivrée est proportionnelle à la vitesse de rotation. On peut la mesurer directement à l'aide d'un voltmètre gradué en tours/min. L'inconvénient de ces appareils provient de l'existence de contacts tournants.

B.2-Appareils à courant alternatif :

Constitués d'un générateur à courant alternatif débitant sur un galvanomètre à travers un redresseur. La précision peut s'avérer meilleure que pour les appareils à courant continu.

C-Appareils électroniques [23] :

L'essentiel de l'appareil est un compteur électronique d'impulsions. Ces dernières sont généralement fournies par un capteur électromagnétique. Leur précision est de loin supérieure aux appareils précédemment cités.

- Mesure de débit des (liquides, gaz) :

Sur un banc d'essai, il est primordial de connaître les valeurs des débits des différents (liquides, gaz), en particulier : les débits des carburants (essence, diesel, GNC) pour déterminer les consommations spécifiques, débit des fluides de refroidissement et de lubrification. Séparons nos méthodes de mesures des débits en deux parties distinctes, mesures du débit moyen et mesures du débit instantané. Considérons ici d'une manière générale le cas du débit de carburant.

A-Mesures du débit moyen :

On peut déterminer le débit en fonctionnement stabilisé par mesure du temps correspondant au débit d'un volume ou d'une masse de carburant déterminé.

A.1-Mesure volumétrique [20] :

Il s'agit de placer une pipette sur le circuit d'alimentation en carburant. Cependant quelques précautions sont à prendre :

- Choisir une forme de pipette telle que l'écoulement du carburant ne soit pas gêné.
- La capacité de la pipette doit être adaptée à la consommation du moteur, à savoir : assez grande pour réduire l'erreur relative sur le temps, assez faible pour éviter des erreurs sur le régime du moteur. Généralement, on choisit une pipette se vidant en un temps de l'ordre de 30 à 60 secondes.
- Eliminer les accessoires qui risquent d'introduire une capacité variable entre la pipette et le moteur (pompe à carburant à membrane par exemple).

Remarque :

Il faut se rappeler que le volume indiqué sur une pipette n'est rigoureusement exact que pour une température donnée.

La masse volumique du carburant variant avec la température, pour exprimer la consommation en masse, il faudra connaître la température du carburant dans la pipette elle-même.

On peut considérer à titre indicatif que la variation relative de densité est de :

- 8 à $9 \cdot 10^{-3} / ^\circ\text{C}$ pour l'essence.
- 6 à $7 \cdot 10^{-3} / ^\circ\text{C}$ pour le gasoil.

A.2-Mesure pondérale [24] :

Cette méthode permet d'éliminer les erreurs éventuelles sur la détermination de la masse volumique du carburant. On mesure directement la masse de carburant consommé dans un réservoir placé sur le plateau d'une balance. Pour effectuer la mesure, on ouvre le robinet de façon à assurer l'alimentation, la balance étant réglée à zéro à l'origine. Après un certain temps, on relève la quantité débitée. On peut ainsi définir la consommation :

$$C (g/s) = \frac{m (g)}{\Delta t (s)}$$

C : Consommation en g/s.

Nous pouvons automatiser cette méthode mais ceci nécessiterait qu'elle soit équipée d'un régulateur automatique ou d'un circuit électrique automatisé.

B-Mesure de débit instantané :

Les méthodes précédentes fournissent les débits sur une période de temps déterminé et sont appliquées uniquement en fonctionnement stabilisé. Mais nous pouvons nous trouver en face d'expériences nécessitant la connaissance du débit instantané de carburant. Dans cette situation nous avons recours à la méthode de l'orifice calibré [25].

Lorsque le débit est nul, les niveaux dans les deux tubes 1 et 2 sont identiques.

Pour un débit donné, le niveau en 1 restant constant, on remarque que le niveau en 2 se stabilise en une cote déterminée.

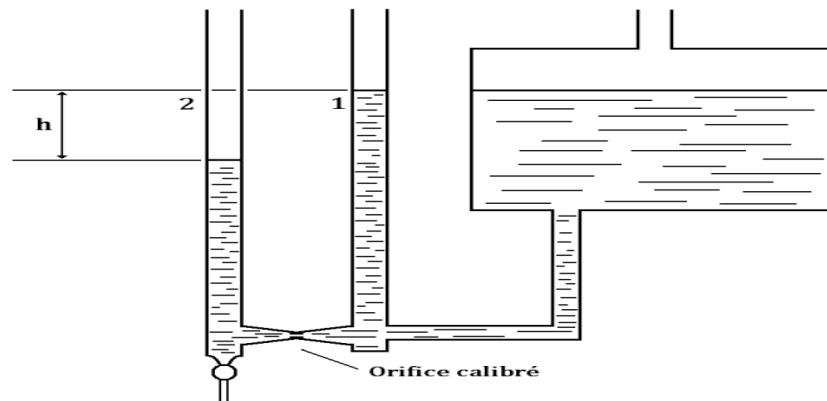


Figure 2.3. Méthode de calcul du débit instantané par orifice calibré

Dans ces conditions, on a :

$$Q_v = C_q \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

Avec :

Q_v : Débit volumique de carburant

C_q : coefficient de débit de l'orifice

S : Section de passage de l'orifice calibré

G : Gravité

h : Différence de niveau entre les tubes 1 et 2.

Si l'on s'intéresse au débit massique, celui-ci dépend bien évidemment de la nature du carburant et de sa température.

Les erreurs sur la mesure peuvent provenir de l'influence de la viscosité et de modifications éventuelles du coefficient de débit et de la section de passage dues à des dépôts au voisinage de l'orifice.

Il existe d'autres méthodes de mesure du débit instantané. Plus développées que celles citées dans notre projet, elles demandent une technologie plus avancée. On peut néanmoins évoquer les

rota-mètres et les débitmètres à section variables. Ces appareils sont constitués d'un tube de verre tronconique, monté verticalement. Un flotteur peut se déplacer à l'intérieur du tube. Le fluide s'écoulant de bas en haut, pour un débit donné, le flotteur prend une position d'équilibre sous l'action de son poids et des forces aérodynamiques dues à la vitesse d'écoulement du fluide. Ces appareils peuvent aussi bien être utilisés pour les liquides que pour les gaz.

- Calcul de la consommation spécifique :

Il est intéressant de pouvoir calculer la consommation spécifique de notre moteur une fois le débit connu. La valeur de la consommation sera d'autant plus précise si l'on travaille avec un dispositif permettant de déclencher compteur de tours et chronomètre de manière simultanée.

La relation de la consommation spécifique est la suivante :

$$C_s(\text{g/ch. h}) = \frac{3600 \cdot V_0 \cdot \rho}{t_0} \cdot \frac{1}{P}$$

Avec :

V_0 : Volume de carburant (cm^3)

ρ : Masse volumique du carburant (g/cm^3)

t_0 : Temps de consommation de volume « V » (s)

P : Puissance (ch)

Or, nous avons vu que la puissance pouvait s'exprimer selon le couple et le nombre de tours par minute :

$$P(\text{ch}) = \frac{C(\text{N. m}) \cdot N(\text{tr/mn})}{7023}$$

Introduisant une constante k, ce qui nous donne :

$$P = k \cdot C \cdot N$$

Alors :

$$C_s = \frac{3600 \cdot V_0 \cdot \rho}{t_0} \cdot \frac{1}{k \cdot C \cdot N}$$

Si N_0 est le nombre de tours du moteur pendant le temps t_0 correspondant au volume V_0 , on a :

$$C_s = \frac{3600 \cdot V_0 \cdot \rho}{t_0} \cdot \frac{1}{k \cdot C \cdot \frac{N_0}{t_0} \cdot 60}$$

Enfin :

$$C_s = \frac{60 \cdot V_0 \cdot \rho}{k \cdot C \cdot N_0}$$

Cette expression de la consommation spécifique a l'avantage certain de ne plus faire intervenir la variable temps. Ceci évite aussi les erreurs dues aux fluctuations du régime moteur pendant la mesure.

- Mesure de débit des gaz (débit d'air, de gaz d'échappement) :

Les mesures des différents débits de gaz peuvent être nécessaires au cours des essais, par exemple les débits d'air d'admission, des gaz d'échappement...

La détermination du débit d'air par une mesure volumétrique implique la connaissance de son poids spécifique dans les conditions de la mesure. Autrement dit, il nous faut connaître sa température et sa pression [20].

Voyons les méthodes les plus courantes utilisées sur banc d'essai pour la mesure des débits de gaz.

A-Compteurs volumétriques :

Ces appareils sont utilisés à l'admission d'un moteur. Néanmoins, les pertes de charge qui résultent du placement de ces compteurs doivent à tout prix rester minimales. Généralement on utilise des compteurs à pistons rotatifs. Ces compteurs utilisés principalement pour les grands débits sont des compresseurs qui, au lieu d'être entraînés par un moteur, sont actionnés par le gaz dont on veut mesurer le débit [26]. Soulignons encore une fois la perte de charge qui découle de l'installation de ce genre de compteurs sur un banc d'essai. La condition au bon fonctionnement est que la perte de charge soit très faible. La figure suivante nous montre le principe de fonctionnement d'un compteur à pistons rotatifs. Chaque rotation d'une des roues en forme de huit entraîne un volume égal à $2V$, V étant le volume délimité par une des roues et la paroi intérieure du compteur.

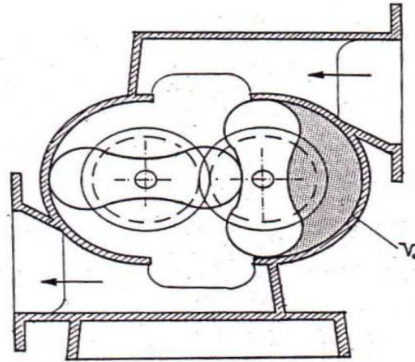


Figure 2.4. Mesure de débit par compteur à pistons rotatifs [26]

Le débit est donc égal à :

$$Q_v = 4 * N * V + Q_f$$

N : nombre de tours

Q_f : débit de fuite entre les différentes pièces

L'arbre du rotor entraîne un dispositif d'intégration qui donne directement Q_v . Cet appareil ne sera précis que dans les conditions d'étalonnage, les fuites variant en fonction de la pression, de la température et du jeu.

B-Tube de Pitot [27] :

Cet appareil permet de mesurer la vitesse d'écoulement en évaluant la pression dynamique due à la vitesse. Celle-ci qui est égale à la différence de pression mesurée, peut s'écrire :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho V^2$$

Donc :

$$V = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}}$$

Dans le cas des fluides réels, ce résultat est corrigé par un coefficient K que l'on déterminera expérimentalement. L'expression du débit volumique est donnée par :

$$Q_V = K \cdot S \cdot K_1 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}}$$

S : Section de passage

K_1 : Coefficient tenant compte de l'inégalité de répartition des vitesses dans le fluide.

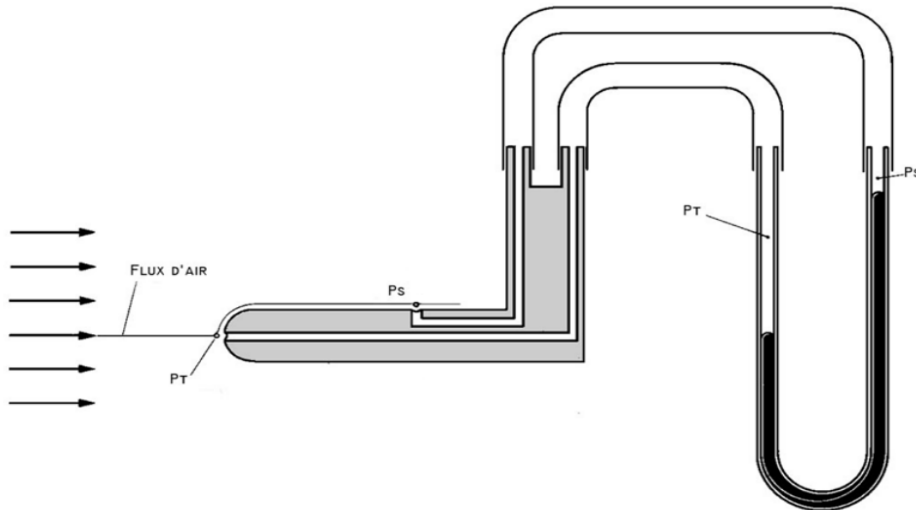


Figure 2.5. Tube de Pitot

- Mesure des Températures :

Il est nécessaire, au cours des essais de mesurer et contrôler différentes températures notamment les températures :

- de l'air à l'admission
- du fluide de refroidissement
- du lubrifiant
- des gaz d'échappement
- de certaines pièces du moteur...

Le choix de l'instrument de mesure sera en général conditionné par les possibilités de montage, l'ordre de grandeur des températures à repérer, la précision demandée, la commodité d'emploi et la nécessité ou non de lire ces températures à distance. Les instruments de mesure de températures les plus couramment utilisés sont basés sur les propriétés thermiques des matériaux utilisés, les

propriétés thermoélectriques et les dispositifs optiques. Voyons les types d'appareils existants que nous pourrions insérer dans les différentes mesures de températures de notre banc d'essai

A-Thermomètres à dilatation :

En général le volume d'un corps augmente, lorsque sa température s'élève (sans qu'il y ait de changement d'état physique), ce phénomène est appelé la dilatation des corps. La dilatation étant réversible, elle fournit un mode pratique de repérage des températures. Ce phénomène se retrouve de façon analogue, mais avec une ampleur différente pour les liquides, les gaz et les solides. D'où les deux types de thermomètres à dilatation.

A.1-Thermomètre à dilatation de liquide :

Basés sur la propriété d'un liquide à se dilater, il s'agit du type de thermomètres le plus commun. Les liquides obéissent à un principe de dilatation volumique édicté par la relation suivante [20] :

$$\Delta V = V_0 \cdot \beta \cdot \Delta T$$

Avec :

V : Volume

β : Coefficient de dilatation volumique

T : Température

Suivant l'échelle de température que l'on souhaite mesurer, différents liquides peuvent être utilisés :

- Mercure : températures allant de -38°C à $+650^{\circ}\text{C}$
- Alcool : température allant de -110°C à $+100^{\circ}\text{C}$
- Toluène : température allant de -90°C à $+100^{\circ}\text{C}$
- Pentane : température allant de -200°C à $+20^{\circ}\text{C}$
- Mercure-Gallium : température allant jusqu'à 1000°C

Les thermomètres à liquide ne peuvent s'adapter partout en raison du volume de puits thermométrique. Ils sont généralement réservés à la mesure de températures simples comme les températures ambiantes ou les températures d'air à l'admission.

A.2- Thermomètres à dilatation de gaz :

L'équation d'un gaz parfait est :

$$P.V = n.R.T$$

Avec :

- n : nombre de moles
- $R = 8.31 \text{ j.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- T : température en K
- P : pression en Pa

On voit donc que, si l'on enferme une certaine quantité de gaz dans une enveloppe de volume constant V, la pression développée par le gaz est proportionnelle à la température absolue :

$$P = \frac{R}{V}T \quad \text{avec le rapport } \frac{R}{V} \text{ constant.}$$

Le fonctionnement d'un thermomètre à gaz repose sur ce principe. Il est composé d'une sonde, formant une enveloppe dans laquelle est enfermé le gaz thermométrique. Cette sonde est reliée par un tube capillaire de raccordement à l'extrémité d'un tube de Bourdon, appelée spirale de mesure. Cette extrémité est fixe. Sous l'effet de la température du milieu dans lequel la sonde est placée, la pression du gaz va varier, ce qui modifiera l'équilibre de l'extrémité libre du tube de Bourdon. Cette variation de pression se traduira par un mouvement de rotation de l'index indicateur qui se déplacera devant un cadran portant des graduations thermométriques [20].

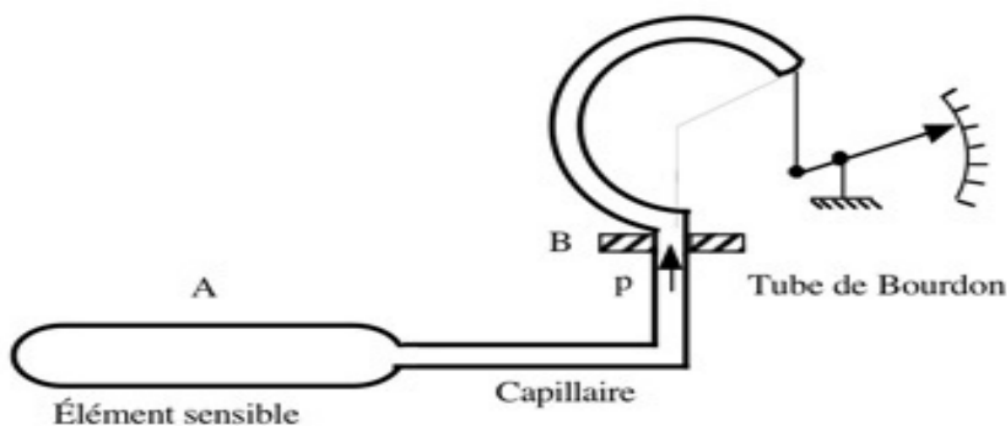


Figure 2.6. Principe de fonctionnement d'un thermomètre à dilatation de gaz [20]

Les gaz les plus souvent employés dans un thermomètre à dilatation de gaz sont l'hélium, l'hydrogène, l'azote et le gaz carbonique. L'avantage des thermomètres à gaz est leur précision, 1 % en mesures industrielles. Mais leur sonde est d'assez grande dimension, Ils permettent le repérage des très basses températures. Certains thermomètres à gaz sont de véritables instruments de précision, auxquels on a recours pour les déterminations de référence de la température.

B-Thermomètres électriques :

Les capteurs précédents (thermomètres à dilatation) sont à lecture directe et sont peu utilisés dans les régulations industrielles. De plus, à l'exception du thermomètre à gaz l'indication de température est proche du lieu de mesure.

Les capteurs électriques qui suivent auront l'avantage d'une plus grande souplesse d'emploi (information transmissible, enregistrement) tout en gardant une précision suffisante pour les emplois industriels et beaucoup d'emplois de laboratoire. Pour ces raisons, il est intéressant d'avoir plutôt recours aux thermomètres électriques dans la réalisation de notre banc d'essai [28].

C-Thermomètres à résistances :

Le fonctionnement des thermomètres à résistance est basé sur l'influence de la température sur la résistance électrique d'un conducteur. La mesure d'une température est donc ramenée à la mesure d'une résistance. La loi de variation de la résistance électrique d'un conducteur métallique suivant la température s'écrit :

$$R=R_0(1+\alpha T)$$

Avec :

- R : la résistance à la température T
- R_0 : la résistance à 0°C
- T : la température en °C
- α : coefficients positif spécifique au métal.

La résistance électrique des métaux augmente avec la température. L'appareil de mesure est ainsi composé d'une résistance soumise à la température mesurable et appelée sonde. Généralement, les résistances utilisées sont en nickel ou en cuivre pour des températures pouvant atteindre 150°C. Pour des températures supérieures, on a le plus souvent recours à des résistances en platine [28].

D-Thermomètres à thermistances :

Une thermistance est un agglomérat d'oxydes métalliques frittés, c'est-à-dire rendus compacts par haute pression exercée à température élevée, de l'ordre de 150 bars et 1000 °C.

La composition d'une thermistance peut-être, par exemple :

- Fe_2O_3 (oxyde ferrique)
- MgAl_2O_4 (aluminat de magnésium)
- Zn_2TiO_4 (titane de zinc)

La résistance électrique d'une thermistance est très sensible à l'action de la température. Il existe deux types de thermistance, les CTN à coefficient de température négatif, et les CTP à coefficient de température positif.

La variation de résistance en fonction de la température est en outre beaucoup plus importante comparativement aux métaux. Un autre avantage des thermistances est leur faible encombrement. On les fabrique sous forme de petits cylindres, de disques, de perles. La variation de résistance des thermistances dépend des matériaux utilisés. Leur domaine d'utilisation va de -80°C à $+700^\circ\text{C}$ avec une précision de 0,1 à 0,5 degré. Les thermistances ne présentent pas le phénomène de polarisation et peuvent être traversées indifféremment par un courant continu ou alternatif [28].



Figure 2.7. Thermistance

E-Thermocouple :

Dans un circuit comportant deux conducteurs de nature différente il apparaît une force électromotrice lorsque la variation de température est appliquée entre les deux soudures du couple ainsi formé. Le générateur thermoélectrique fournit une différence de potentiel (ddp) directement

exploitable à l'entrée d'un amplificateur. Cette ddp est fonction de la différence de température entre la jonction dite de mesure (appelée aussi soudure chaude) et celle de référence (appelée aussi soudure froide) supposée connue.

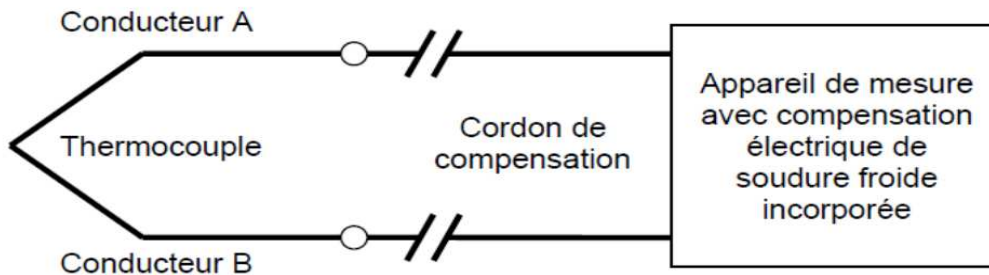


Figure 2.8. Circuit d'un thermocouple [28]

Il existe différents types de thermocouples, correspondant chacun à une gamme de température ou à une plus ou moins grande précision. Leurs propriétés peuvent également dépendre du type d'isolation (gaine) utilisée pour les fils métalliques. Les thermocouples sont généralement désignés par des lettres. Voici une liste des plus répandus :

- Type E : Composé de Chromel (alliage nickel-chrome) et de Constantan (alliage nickel-cuivre)
 - Type J : Composé de Fer et de Constantan
 - Type K : Composé de Chromel et d'Alumel (alliage nickel-aluminium)
 - Type N : Composé de Nicrosil (alliage nickel-chrome-silicium) et de Nisil (alliage nickel-silicium-magnésium)
 - Type T : Composé de Cuivre et de Constantan
 - Les types R, S et B sont des thermocouples constitués de métaux nobles (Platine et Rhodium à des concentrations différentes). Ils permettent de mesurer de très hautes températures.
- Mesure des pressions :

Il existe des manomètres pour mesurer une très large gamme de pressions. Dans les bancs d'essais, on voit souvent les manomètres à tube de Bourdon. On utilise ce type de manomètre pour mesurer la pression des gaz ou des liquides non visqueux [27].

A l'intérieur du manomètre on retrouve un tube plat recourbé : c'est le tube de Bourdon. Le fluide dont on mesure la pression arrive par le support du tube et exerce une pression à l'intérieur du tube

plat. Etant donné que la longueur de l'arc de cercle extérieur est supérieure que celle du cercle intérieur, la pression exerce alors une force plus grande vers l'extérieur : le tube cherche alors à se redresser.

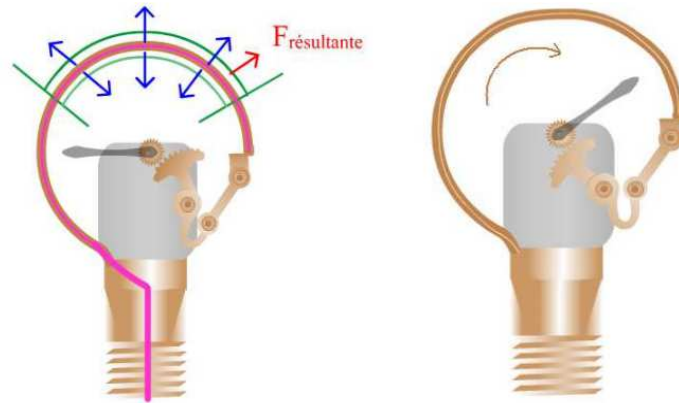


Figure 2.9. Principe de fonctionnement d'un manomètre à tube de Bourdon [27]

Sous l'effet de la pression à l'intérieur, le tube se redresse et son extrémité libre se déplace. Le mouvement est transmis à un secteur denté par l'intermédiaire de bielles. La rotation du secteur denté entraîne un engrenage sur lequel est fixée l'aiguille.

CHAPITRE 3 : ETUDE DES SYSTEMES DE REFROIDISSEMENT

Introduction :

D'après le problème proposé par l'entreprise moteur Constantine notre travail est le dimensionnement de nouveaux systèmes de refroidissements afin de pouvoir réaliser un banc d'essais mobile Dual Fuel. La réalisation de ce banc d'essai permettra au bureau d'étude de l'entreprise d'effectuer des essais sur ce dernier.

Les différents systèmes qu'on doit dimensionner doivent nous assurer trois tâches essentielles :

1. Refroidissement de l'eau du frein.
2. Refroidissement du carburant à 15 °C.
3. Refroidissement de la cellule (système de ventilation exigé par l'entreprise)

Le banc d'essais se constitue essentiellement d'un frein où on va appliquer des charges sur le moteur pour tester et déterminer ses performances ; les charges seront appliquées par un jet d'eau et chaque charge est caractérisée par un certain débit d'eau correspondant. Ce phénomène produit une hausse de la température d'eau entre l'entrée et la sortie de 30°C. Nous allons déterminer le système de refroidissement correspondant qui nous permet d'assurer le refroidissement du frein et du carburant.

3.1 Systèmes de refroidissements

3.1.1 Tours de refroidissements (aéroréfrigérantes)

Les tours de refroidissement ou tours aéroréfrigérantes sont utilisées pour refroidir un fluide (liquide ou gaz) à l'aide d'un moyen de refroidissement. Il s'agit d'un cas particulier d'un échangeur de chaleur où le transfert thermique s'effectue par contact direct ou indirect entre les flux. Le moyen de refroidissement de telles installations est le plus souvent l'air ambiant. Les tours de refroidissement sont des équipements courants, présents dans des installations de climatisation ou dans des procédés industriels et énergétiques (centrales électriques, installations de combustion, sucreries, chimie...).

En fonction de notre problème il existe trois types de tours qui répondent à notre besoin et qui sont comme suit :

1. Tour de refroidissement ouverte.
2. Tour de refroidissement fermée.
3. Tour de refroidissement hybride fermée.

Tour de refroidissement ouverte :

Dans une tour ouverte l'eau provenant du frein est répartie en fines gouttelettes par des buses à travers une surface de ruissellement, un ventilateur souffle de l'air à contre-courant assurant ainsi le refroidissement par évaporation d'une partie de cette eau. L'eau est ensuite recueillie dans un bac en partie basse puis réinjectée par une pompe vers le frein, un système de remplissage par flotteur remplace l'eau évaporée, des résistances sont incorporées dans le bac commandé par un thermostat antigel.

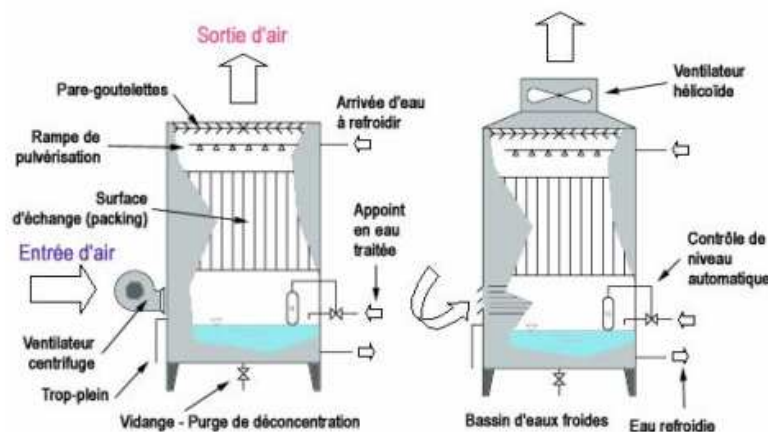


Figure 3.1. Tour de refroidissement ouverte [29]

La tour de refroidissement fermé :

Elle fonctionne avec le même principe sauf qu'au lieu d'avoir l'eau du frein directement à refroidir on a un échangeur qui remplace la surface de ruissellement où circule l'eau venant du frein.

Un bac contient la quantité d'eau nécessaire au refroidissement de l'échangeur envoyée par une pompe qui assure la circulation de l'eau de refroidissement, celle-ci ruisselle sur les tubes de l'échangeur par des buses en partie haute de la tour.

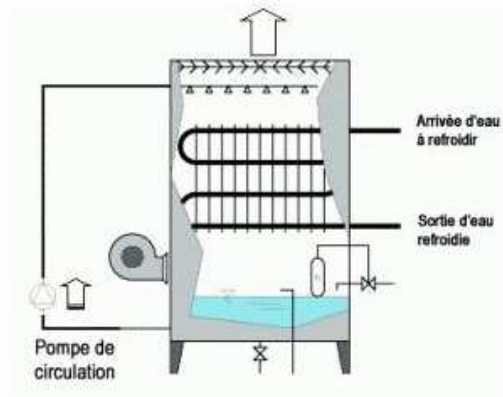


Figure 3.2. Tour de refroidissement Fermée [29]

Tour de refroidissement hybride fermé :

Dans les tours hybrides (aussi bien pour les circuits ouverts que fermés), on ajoute une batterie de refroidissement supplémentaire. Le refroidissement sec partiel ou complet qui en résulte permet de fonctionner en économisant de l'eau.

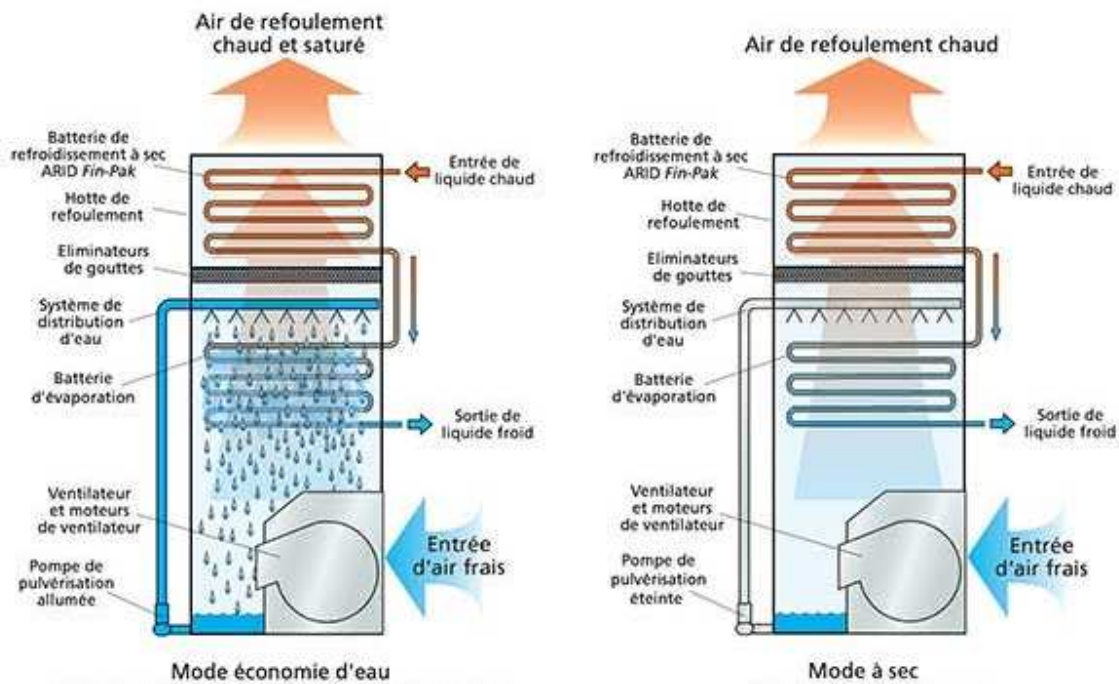


Figure 3.3. Tour de refroidissement hybride fermée [30]

3.1.2 Les systèmes frigorifiques

Introduction :

Pour acquérir une température ambiante inférieure à celle du milieu extérieur ; il est nécessaire de prévoir une installation frigorifique dont la puissance soit correctement déterminée et les composants parfaitement sélectionnées, vue sa nécessité dans le domaine du froid industriel. Il existe différentes façons pour obtenir du froid. Le principe réside toujours en un transfert de chaleur (calories), à partir du système à refroidir vers l'environnement. La technologie la plus employée dans la grande majorité des applications industrielles est la réfrigération à compression de vapeur.

Principe de fonctionnement :

Le cycle frigorifique est constitué d'un circuit fermé dans lequel circule un fluide de travail (fluide frigorigène). Ce circuit est composé de quatre éléments principaux : un compresseur, un détendeur et deux échangeurs de chaleur (le condenseur et l'évaporateur). Ces quatre éléments et le fluide frigorigène sont le strict minimum pour assurer le fonctionnement du système frigorifique. Le but de cette machine thermodynamique est de transférer l'énergie d'un milieu chaud (source chaude) à un milieu froid (source froide).

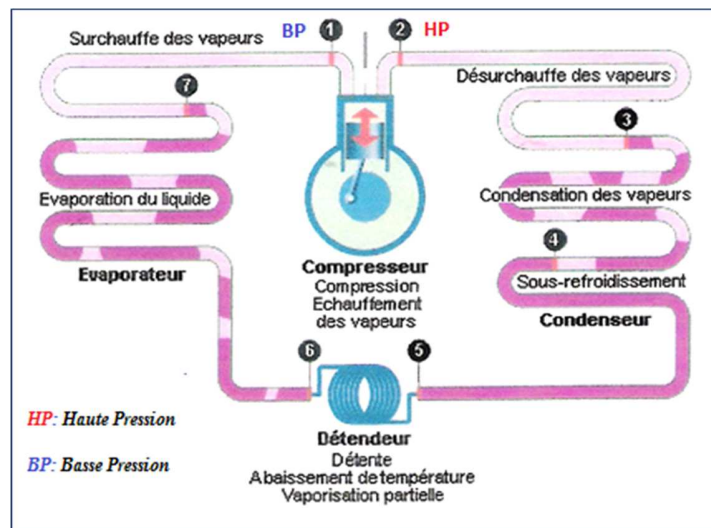


Figure 3.4. Le fonctionnement du cycle frigorifique à compression de vapeur [31]

Le fluide frigorigène circulant dans ce circuit fermé parcourt un cycle composé de plusieurs étapes. Lors de ces étapes, le fluide frigorigène va changer d'état (liquide ou vapeur) et va se trouver à différentes pressions et températures.

Les détails de ces étapes sont présentés ci-dessous [31] :

Compression (1-2) :

La compression est opérée par le compresseur. Celui-ci est un élément du système chargé d'amener le fluide de la basse pression à la haute pression. Il va comprimer le fluide afin d'y augmenter la pression.

Le compresseur est généralement entraîné grâce à l'énergie électrique et la compression s'y fait la plupart du temps de manière mécanique.

Il est important que le fluide soit entièrement à l'état gazeux pour cette étape car de nombreux compresseurs sont sensibles aux coups de liquide (gouttelettes). Le fluide à l'état liquide ne réclame pas les mêmes conditions de compression, il risque d'endommager gravement le compresseur s'il y est amené, c'est pourquoi des dispositifs sont prévus pour empêcher ce type d'accident.

Par ailleurs, de nombreux compresseurs nécessitent une lubrification constante afin de fonctionner correctement, on mêle alors de l'huile spécialement adaptée au fluide frigorigène lorsqu'il passe par le compresseur.

Condensation (3-4) :

A ce niveau, le fluide est à haute pression et chargé des calories captées au niveau de l'évaporateur. Son niveau de pression le rend très enclin à céder la chaleur dont il est chargé. Il passe dans un échangeur appelé condenseur où toutes ses calories vont être relâchées alors qu'il repasse à l'état liquide en se condensant. On dit que le milieu dans lequel l'échangeur est installé est la source chaude du cycle.

Dans le cas de production de froid, la chaleur relâchée au condenseur peut être soit perdue dans l'environnement soit récupérée selon les cas. La récupération nécessitera alors un dispositif adéquat.

Dans le cas de production de chaleur, c'est l'énergie relâchée par le condenseur qui va être utilisée pour chauffer les locaux. Il faudra donc veiller à ce qu'elle soit maximale.

Sous-refroidissement (4-5) :

Le fluide est sous-refroidi afin d'assurer son passage total à l'état liquide.

Le sous-refroidissement est généralement de 4 à 7°C.

Contrairement à la surchauffe, il n'est pas toujours contrôlé car ne présentant pas un danger direct pour les composants de l'installation.

Il a néanmoins une influence sur l'efficacité du cycle et doit être pris en compte.

Détente (5-6) :

Au niveau de la détente, le fluide frigorigène déchargé de ses calories est ramené de la haute pression à basse pression. Cette diminution de pression est nécessaire afin d'amener le fluide dans des conditions où il pourra à nouveau capter de la chaleur de manière optimale.

Le détendeur est également un dispositif de régulation de débit dans l'installation. Il est pour cela relié de manière physique ou électronique à la sortie de l'évaporateur où il mesure la température du fluide. Il modulera ensuite le débit en fonction de cette dernière.

Evaporation (6-7) :

Elle est mise en œuvre grâce à un échangeur de chaleur appelé évaporateur. On dit qu'il se situe au niveau de la source froide. Le fluide frigorigène y capte la chaleur de l'ambiance afin de passer de l'état liquide à l'état gazeux. Il est alors à basse pression et sa température d'évaporation est faible.

Dans le cas de production du froid, on place l'évaporateur dans l'espace à refroidir. Dans le cas d'une pompe à chaleur utilisée pour faire du chaud, l'évaporateur sera placé dans le milieu fournissant les calories.

Surchauffe (7-1) :

On provoque la surchauffe en sortie d'évaporateur pour s'assurer que tout le fluide soit passé à l'état gazeux. On évite ainsi les coups de liquide et on assure le bon fonctionnement de l'installation.

Il faut également maintenir une surchauffe raisonnable afin de pouvoir convenablement désurchauffer les gaz après la compression. Une surchauffe trop élevée a une incidence sur le taux de compression du fluide et donc sur l'efficacité du compresseur. La surchauffe est généralement de 5 à 8°C.

La surchauffe est contrôlée par le détendeur. Si elle augmente, le détendeur laisse passer davantage de fluide ce qui augmente le débit. Si le débit augmente, la surchauffe diminuera.

Si par contre la surchauffe diminue, le détendeur réduit le débit de l'installation. Un débit plus faible permet d'augmenter la surchauffe et donc de la rééquilibrer.

3.1.3 Le choix du système de refroidissement convenable au problème

Selon les exigences de l'entreprise moteur de Constantine, le banc d'essais étant mobile donc la source d'alimentation en eau ne sera pas disponible, d'où l'idée d'avoir une tour de refroidissement ouverte est complètement hors du compte, il nous reste alors les trois systèmes de refroidissement (tour de refroidissement fermée, hybride fermée et le système frigorifique).

Soumis à plusieurs contraintes, d'une part un problème d'espace où la cellule est petite et d'autre part comme la cellule est mobile donc transportable, il y a lieu de respecter le code de la route où la hauteur totale de notre système (cellule plus système de refroidissement) ne doit pas dépasser 4.20 m de hauteur.

En tenant compte des contraintes imposées on va éliminer le choix de la tour de refroidissement pour les raisons suivantes :

1. La tour de refroidissement nécessite une hauteur importante pour sa réalisation qui dépassera les 4.20 m.
2. La tour de refroidissement peut nous assurer le refroidissement d'un seul système qui est le frein car elle ne peut pas baisser la température à de faibles valeurs puisque dans le cas parfait elle ne peut refroidir l'eau que jusqu'à 26°C à 28°C.
3. La tour de refroidissement nécessite un espace assez important qui n'est pas disponible.
4. La tour de refroidissement est utilisée généralement pour les grands systèmes où on a un grand débit d'eau à refroidir et dans notre cas elle ne sera pas utile.
5. Economiquement parlant la tour est composée de plusieurs éléments chers et qui ont une grande consommation. Aussi, nous sommes amenés à concevoir un système de refroidissement au carburant.

Donc nous avons opté pour un système frigorifique à compression de vapeur où on va concevoir un système qui nous permet de refroidir l'eau du frein et le carburant en même temps surtout que ce système frigorifique ne nécessite pas un grand espace pour sa réalisation.

3.1.4 Le choix du Fluide Frigorigène

Le choix du fluide frigorigène convenable est basé sur le respect de certains critères qui sont comme suit [32] :

- Une grande chaleur latente de vaporisation.
- Une grande densité du gaz d'aspiration.
- Non corrosif, non toxique et ininflammable
- La température critique et le point triple en dehors de la plage de travail.
- Compatibilité avec les matériaux des composants et de l'huile de lubrification.
- Pression de travail raisonnable (pas trop élevé, ou au-dessous de la pression atmosphérique).
- Haute résistance diélectrique (pour les compresseurs avec moteurs intégrés).
- Faible coût.
- Facilité de détection des fuites.
- Écologique.

Aucun fluide n'a toutes ces propriétés, et en mesure de répondre aux nouvelles exigences environnementales, donc il faut choisir un fluide qui répond à la plupart des exigences de telle sorte qu'il ne soit pas interdit d'utilisation à l'échelle mondiale.

Comparaison entre les fluides frigorigènes :

Les critères les plus importants dans le choix du fluide frigorigène sont [32] :

- La plage de température de fonctionnement.
- Le groupe de sécurité.
- La pression de travail.
- Le taux d'émission du CO₂ (GWP Potentiel de Réchauffement Global) car en sachant que les fluides frigorigènes sont des fluides à effet de serre où plusieurs ont été interdits par l'institut international du froid à cause de leur aspect nocif pour l'individu et pour l'environnement.

Les groupes de sécurités des fluides frigorigènes sont représentés par le tableau 3.1 :

Tableau 3.1. Le groupe de sécurité de quelque fluide frigorigène [33]

Codification	Dénomination	Composition ou formule chimique (pourcentage massique)	Classement de sécurité
COMPOSES INORGANIQUES			
R717	ammoniac	NH ₃	B2
R718	eau	H ₂ O	A1
R744	dioxyde de carbone	CO ₂	A1
COMPOSES ORGANIQUES			
Hydrocarbures			
R170	éthane	CH ₃ CH ₃	A3
R290	propane	CH ₃ CH ₂ CH ₃	A3
R600a	isobutane	CH(CH ₃) ₂ CH ₃	A3
Hydrocarbures halogénés			
Chlorofluorocarbures (CFC) et Bromofluorocarbures (BFC)			
R11	trichlorofluorométhane	CCl ₃ F	A1
R12	dichlorodifluorométhane	CCl ₂ F ₂	A1
Hydrochlorofluorocarbures (HCFC)			
R22	chlorodifluorométhane	CHClF ₂	A1
R141b	1,1-dichloro-1-fluoroéthane	CH ₃ CCl ₂ F	A2
R142b	1-chloro-1,1-difluoroéthane	CH ₃ CClF ₂	A2
Hydrofluorocarbures (HFC)			
R32	difluorométhane	CH ₂ F ₂	A2
R125	pentafluoroéthane	CHF ₂ CF ₃	A1
R134a	1,1,1,2-tétrafluoroéthane	CH ₂ FCF ₃	A1
R143a	1,1,1-trifluoroéthane	CH ₃ CF ₃	A2
R152a	1,1-difluoroéthane	CH ₃ CHF ₂	A2
Mélanges azéotropiques			
R502		R22/R115 (48.8/51.2)	A1
R507		R125/R143a (50/50)	A1
Mélanges zéotropiques			
R404A		R125/R143a/R134a (44/52/4)	A1
R407C		R32/R125/R134a (23/25/52)	A1
R410A		R32/R125 (50/50)	A1

On distingue 2 groupes :

- le groupe A pour lequel il n'y a pas de preuve de la toxicité des fluides frigorigènes pour des concentrations inférieures ou égales à 400 ppm.

- le groupe B pour lequel il y a des preuves de toxicité pour des concentrations inférieures 400 ppm.

Plage des températures des fluides frigorigènes courants est présentée par la figure 3.5 :

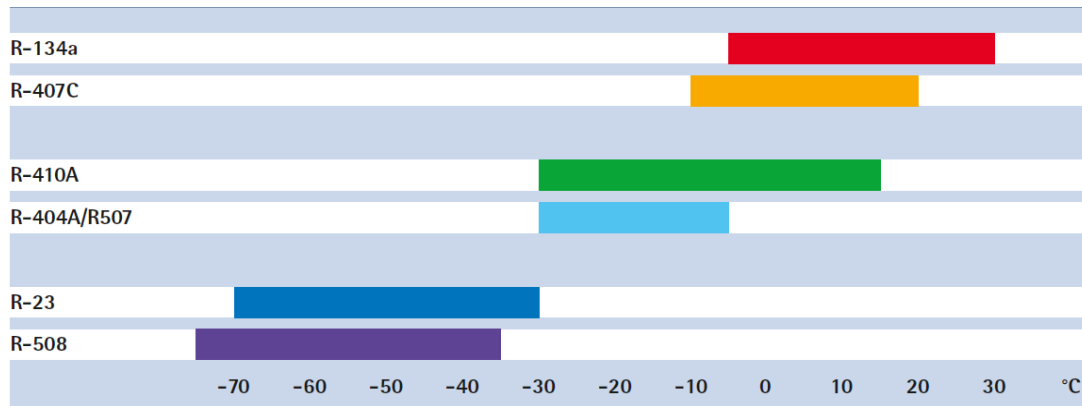


Figure 3.5. Plages d'utilisation en référence à la température ambiante [34]

- Pression de travail, pour une température de 0 °C on trouve les valeurs qui sont présentés dans le tableau 3.2 :

Tableau 3.2. Pressions de fonctionnement de quelque fluide frigorigène [35]

Fluide Frigorigène	Pression de travail(Bar)
R404A	6.06
R410A	7.92
R417A	4.61
R407C	5.58
R134a	2,91

- Global Warming Potential (Potentiel de Réchauffement Global) :

Le potentiel de réchauffement global (PRG) est un moyen simple de comparer les différents gaz à effet de serre qui influencent le système climatique. Il est utilisé pour prédire les impacts relatifs de différents gaz sur le réchauffement climatique en se basant sur leurs propriétés radiatives et leur durée de vie.

Cet outil donne le plus souvent des estimations correctes (bon ordre de grandeur, précision acceptable pour orienter des décisions de nature politique) à condition qu'il soit utilisé conformément aux hypothèses qui l'accompagnent, en particulier la période considérée et les scénarios d'évolution des diverses concentrations atmosphériques. Dans le cas contraire, le PRG est souvent imprécis ou même totalement faux lorsqu'il est exploité en dehors de son champ d'application.

Le PRG quantifie la contribution marginale du gaz à effet de serre au réchauffement global comparativement à celle du dioxyde de carbone, cela sur une certaine période choisie.

Voici ci-dessous dans le tableau 3.3 le pouvoir réchauffant de différents gaz, pour une durée considérée de 100 ans :

Tableau 3.3. Impact écologique des fluides frigorigènes récents [32]

<i>Refrigerant</i>	<i>ODP (R11 = 1.0)</i>	<i>GWP (CO₂ = 1.0)</i>
R22 HCFC	0.05	1700
R134a HFC	0	1300
R404a HFC	0	3750
R407c HFC	0	1610
R410a HFC	0	1890
R411b HCFC	0.045	1602
R717 ammonia	0	0
R290 propane	0	3
R600a isobutane	0	3
R1270 propylene	0	3

Le choix du Fluide Frigorigène :

D'après les différentes informations représentées par les figures ci-dessus, On a opté dans notre choix à utiliser le fluide frigorigène R-134a car :

- ✓ Sa plage de température de fonctionnement est la plus proche de la plage de notre problème.
- ✓ Il a un global warning faible par rapport aux autres fluides frigorigènes (il est écologique par rapport aux autres fluides).

- ✓ Sa pression d'évaporation est la plus proche de la pression atmosphérique (légèrement supérieure) ce qui va nous assurer que le phénomène d'entrée d'air à l'intérieur des tubes ne se produira pas.
- ✓ Il n'est pas nocif.

D'après la législation et la réglementation utilisée en Suisse (2015) [36], l'utilisation du R134a (1.1.1.2-tétrafluoroéthane) est autorisée mais si la quantité du R134a dans le système dépasse 3kg elle doit être déclarée.

La Compatibilité du R134a :

Les matériaux incompatibles avec le R134a [37] sont comme suit :

- ✓ Les oxydants puissants.
- ✓ Hydroxydes alcalins.
- ✓ Métaux alcalino-terreux.
- ✓ Métaux finement divisés (Al, Mg, Zn).

D'après les données que nous avons et comme dans la pratique, les composants constituant le circuit du R134a vont être en cuivre et les autres éléments des échangeurs seront en Aluminium.

3.1.5 Le choix des échangeurs de chaleurs

L'évaporateur :

Notre évaporateur sera un évaporateur tube et calandre pour les raisons suivantes :

1. Résiste aux fortes pressions.
2. Convenable avec toutes les puissances.
3. Economique.
4. Accepte les grands écarts de températures.
5. N'est pas spacieux on peut jouer sur le nombre de tube et la longueur pour avoir une dimension acceptable.
6. Quantité d'eau importante à refroidir.

Dans notre dimensionnement on va concevoir un évaporateur horizontal pour éviter les pertes de charges par gravité où on va faire passer l'eau dans la calandre et le fluide frigorigène dans les tubes pour les raisons suivantes :

1. L'eau a un aspect d'encrassement plus important que le fluide frigorigène donc il sera mis dans la calandre pour raison de nettoyage.
2. L'eau a un aspect corrosif plus important que le fluide frigorigène.
3. Le fluide frigorigène utilisé est un fluide pur.
4. Les tubes sont très sensibles aux vibrations.
5. La calandre permet de faire passer une quantité très importante d'eau.

Le Condenseur :

Pour le condenseur on va utiliser un condenseur tube à ailette plane continue où la condensation sera dans les tubes avec une direction horizontale pour les raisons suivantes :

1. Eviter les pertes de charges par gravité.
2. Les condenseurs à ailette plane continuent son bon marché.
3. Ils ne sont pas volumineux et ils ne prennent pas beaucoup d'espace.
4. Ils ont un bon coefficient d'échange.
5. Peu de perte thermique.

Economiseur et échangeur diesel :

Pour l'économiseur on a décidé de concevoir un échangeur hair pins où son rôle est de refroidir le fluide sortant du condenseur donc s'assurer que le fluide est dans l'état de liquide comprimé qui va nous permettre de gagner en froid et aussi surchauffer le fluide sortant de l'évaporateur pour assurer la sécurité du compresseur.

Ce choix a été fait pour les raisons suivantes :

1. L'échangeur hair pins est à taille malléable selon la nécessité et l'espace disponible où on peut jouer sur le nombre des épingles pour avoir.
2. Ce type d'échangeur résiste aux fortes pressions.
3. Libre dilatation des tubes et du corps.
4. Il a un coefficient d'échange assez élevé.
5. La possibilité de l'équiper avec des ailettes réduit significativement sa taille.

Et en sachant tous que le débit du diesel consommé par le moteur le plus puissant est très faible (négligeable) on a aussi décidé de concevoir un échangeur de chaleur hair pins pour assurer son refroidissement à 15 °C car ce type d'échangeur va nous permettre d'économiser de l'espace pour faire l'installation souhaité.

3.1.6 Système de ventilation

Dans notre système, le système de ventilation se résume à deux choses très simples qui sont le renouvellement d'air dans la cabine et le dégagement d'une portion de chaleur produite par le moteur, car en mettant le moteur en marche, une grande partie des gaz imbrulés et les résidus de la mauvaise combustion se volatilise dans la cabine et aussi la chaleur de combustion dégagée du moteur, toutes c'est sur constances peuvent produire des dangers comme suit :

- ✓ L'air à l'intérieur de la cabine se pollue donc la santé de l'employeur sera en danger, et il aura du mal à faire les réglages convenablement à l'intérieur de la cabine.
- ✓ L'air d'admission du moteur est lui-même celui de la cabine donc on risque d'endommager notre moteur.

On va se contenter dans le choix de notre ventilateur à définir le débit d'air à renouveler et à extraire afin d'effectuer l'aération et l'extraction de l'air dans la cabine en se basant sur le nombre de renouvellement par heure/minute conseillé par le constructeur du banc d'essais.

En se basant sur l'aspect gazeux, on sait que les gaz les plus chauds ont une densité très faible donc par séparation de densité les gaz imbrulés et les résidus montent vers le haut.

Par conséquent, on va installer deux ventilateurs l'un joue le rôle d'aérateur et l'autre il joue le rôle d'un extracteur.

3.1.7 Le choix de la tuyauterie du cycle frigorifique [38]

Un problème important à résoudre est la sélection correcte du diamètre des tuyauteries du système frigorigène car lors du fonctionnement de l'installation, de l'huile (provenant du carter du compresseur) monte contre les parois des cylindres et finit par être refoulée avec les gaz comprimés.

Il existe une solution pour récupérer immédiatement l'huile au niveau du refoulement grâce à l'installation d'un séparateur d'huile.

Cependant, toutes les installations frigorifiques ne sont pas dotées d'un séparateur et, même si cela était le cas, l'efficacité d'un séparateur est rarement supérieure à 95%. Ceci veut dire que, inévitablement, de l'huile part vers le condenseur et le reste du circuit frigorifique.

L'huile ayant quitté le compresseur doit pouvoir faire le tour du circuit et revenir vers dans le carter ; sinon, le compresseur en manquera et cassera par manque de lubrification.

Pour favoriser le retour d'huile au compresseur, le premier réflexe à avoir est de choisir une huile miscible avec le fluide frigorigène utilisé. Dans ce cas, l'huile forme un mélange homogène avec le fluide et les deux éléments circulent ensemble.

Au niveau de l'évaporateur, le fluide frigorigène passe à l'état vapeur, mais ce n'est pas le cas pour l'huile qui se refroidit et devient plus visqueuse. Sa circulation est alors plus difficile ; il faut l'aider, sinon elle aura tendance à s'accumuler dans l'évaporateur, au risque de gêner considérablement son fonctionnement.

A la sortie de l'évaporateur, il y'a de l'huile et du fluide à l'état vapeur.

Deux astuces permettent d'aider l'huile à poursuivre son parcours :

- Utiliser l'effet de gravité pour faire circuler l'huile, en confectionnant les tuyauteries transportant du gaz avec une pente dans le sens du déplacement.
- Sélectionner les diamètres des tuyauteries de sorte que la vitesse des gaz soit suffisante pour entraîner l'huile.

Les vitesses dans les tuyauteries ne doivent pas être trop élevées car les pertes de charge deviennent très importantes.

Vitesses maximales :

- Ligne liquide : c'est la ligne qui lie le condenseur et la bouteille du fluide frigorigène ou condenseur et détendeur, dans cette partie il faut que la vitesse maximale d'écoulement ne dépasse pas 1.5 m/s au de-là on s'expose à des vibrations, des bruits, et usure des composants.
- Ligne d'aspiration et de refoulement : la vitesse maximale dans cette partie ne doit pas dépasser 15m/s, au-delà on rencontre des problèmes de bruits et vibration mais il ne faut pas aussi que la vitesse soit inférieure à 7m/s dans les parties montantes et 3 m/s dans les parties horizontales et descendantes.

La figure 3.6 nous présente une installation frigorifique type :

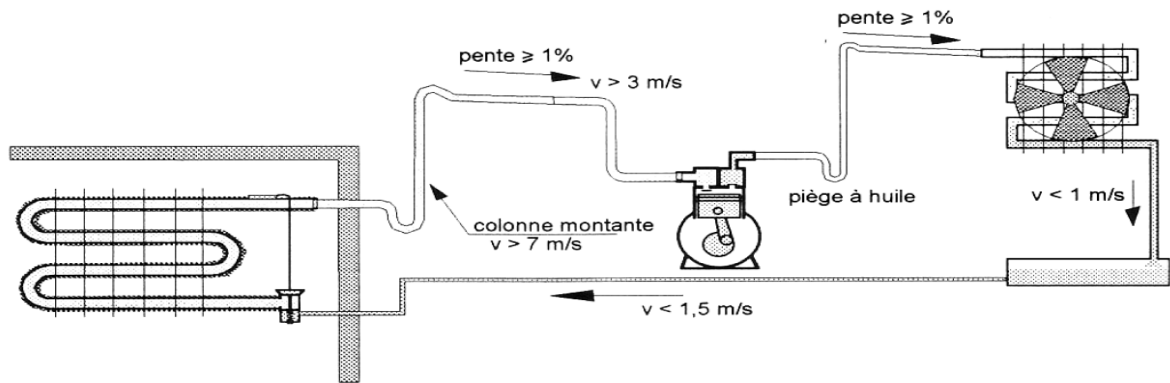


Figure 3.6. Installation frigorifique type [38].

CHAPITRE 4 CALCUL ET DIMENSIONNEMENT DES SYSTEMES DE REFROIDISSEMENT

4.1 Systèmes de refroidissement frein et gasoil

En se basant sur les considérations thermodynamiques et pratiques, on se propose dans ce chapitre d'étudier deux configurations pour le refroidissement du frein et du gasoil.

4.1.1 Configuration I

Le premier système de refroidissement est présenté comme suit (Figure 4.1) :

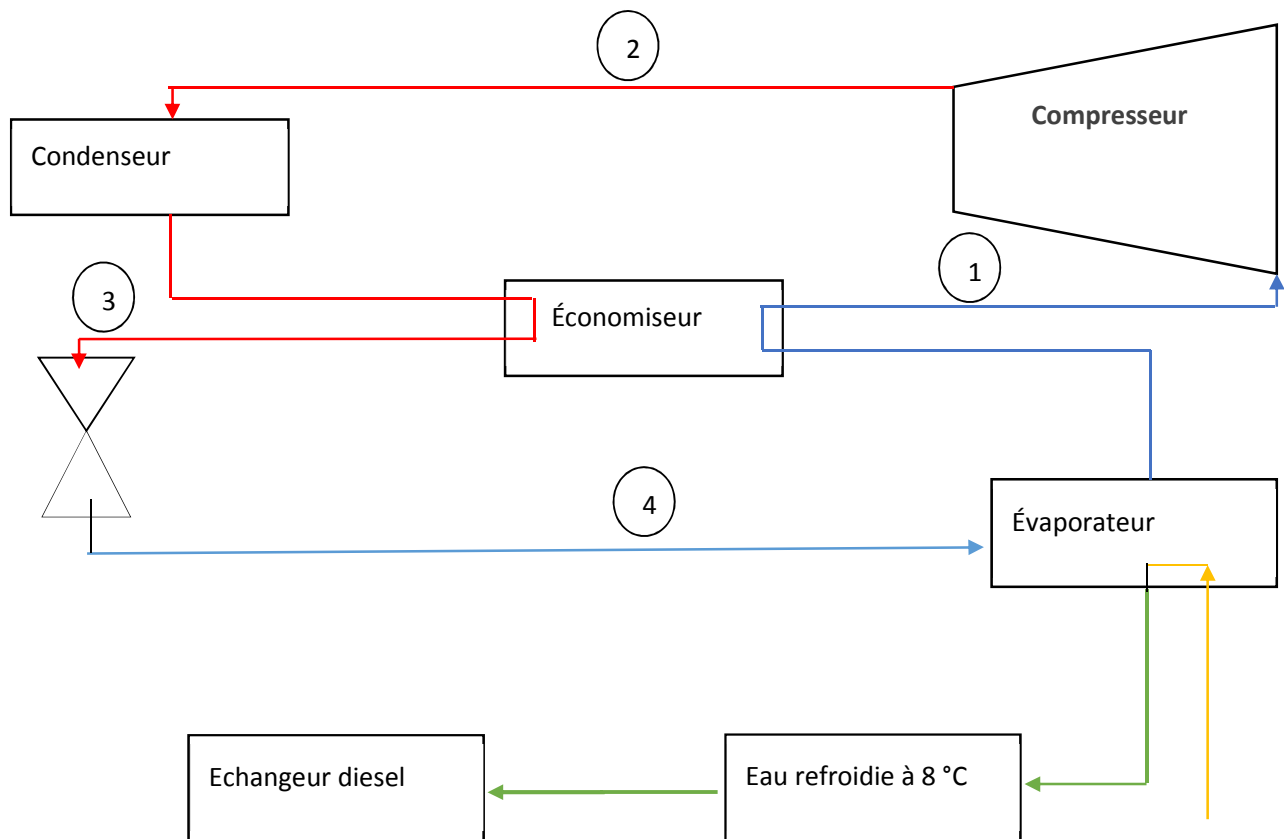


Figure 4.1. Configuration I du système de refroidissement

Les conditions pratiques de dimensionnement sont présentées dans le Tableau 4.1

Tableau 4.1. Conditions de dimensionnement pratiques

Paramètres	Valeurs
Température d'évaporation	0 °C
L'écart de surchauffe	8 °C
Température de condensation	50 °C
Rendement isentropique du compresseur, η_s	0.8

Calcul thermodynamique

La température de sous-refroidissement T_3 , dénotée T_{ho} , est estimée à partir de l'économiseur, par l'équation suivante :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{R-134a} C_{p_h} (T_{ho} - T_{hi}) = \dot{m}_{R-134a} C_{p_c} (T_{ci} - T_{co}) \quad (4.1)$$

La température de sortie de l'économiseur est égale à $T_{co} = 8^\circ\text{C}$. Ainsi, la température de sortie du fluide chaud est estimée en faisant deux itérations comme suit :

$$T_{ho} = T_{hi} - \frac{C_{p_c}}{C_{p_h}} (T_{co} - T_{ci})$$

Les points 1, 2 et 4 sont déduits à partir du digramme T-S du cycle frigorifique. Les résultats incluant les différents états et les performances de l'installation sont récapitulés par le Tableau 4.2 :

Tableau 4.2. Tableau récapitulatif des résultats de dimensionnement

L'état	1	2	3	4
Température (°C)	8	70	46	0
Pression (MPa)	0.29122	1.3129	1.3129	0.29122
h (kJ/kg)	405.65	446.575	262.20	262.20
s (kJ/kg.K)	1.7529			
x				0.156
q_c (kJ/kg)	136.13			
q_h (kJ/kg)	175.185			
\dot{W}/\dot{m} (kJ/kg)	40.925			
COP	3.32			

Il convient de noter que les propriétés thermodynamiques des fluides que nous avons considérés, ont été calculés à partir des tables informatisées disponibles sur le net [45].

Calcul du débit d'eau

Les mesures effectuées au niveau de l'entreprise EMO ont donné une différence de température moyenne, entre l'entrée et la sortie de l'eau du frein, de l'ordre $\Delta T=28.9$ °C. Par ailleurs, d'après la fiche technique du frein, $\Delta T=30$ °C. Dans nos calculs, nous avons adopté cette dernière valeur. Ainsi, le débit d'eau nécessaire pour le frein peut être estimé par la corrélation, fournie par la fiche technique du constructeur, donnée comme suit :

$$Q_v=0.86.\frac{P}{\Delta T} \quad (4.2)$$

Avec P désigne la puissance du moteur. Pour des raisons de sécurité, on a utilisé une puissance de 86 kW, qui est suffisamment supérieure à la puissance maximale pouvant être développée par le moteur le plus puissant de l'entreprise EMO. D'où, l'on obtient le débit volumique de l'eau $Q_v=0,6848.10^{-3}m^3/s$. Donc on déduit que : $\dot{m} =0,683$ kg/s

Calcul du débit du R134a

En vertu de la conservation d'énergie, la chaleur cédée par l'eau est absorbée par le fluide frigorigène ($\dot{Q}_c=\dot{m}C_p\Delta T$), ainsi, la puissance frigorifique est donnée par la relation

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{R-134a} q_c \quad (4.3)$$

Et par conséquent, le débit du fluide frigorigène peut être calculé ; $\dot{m}_{R-134a}=0.63$ kg/s.

4.1.2-Configuration II

Le deuxième système de refroidissement est représenté par la figure 4.2 :

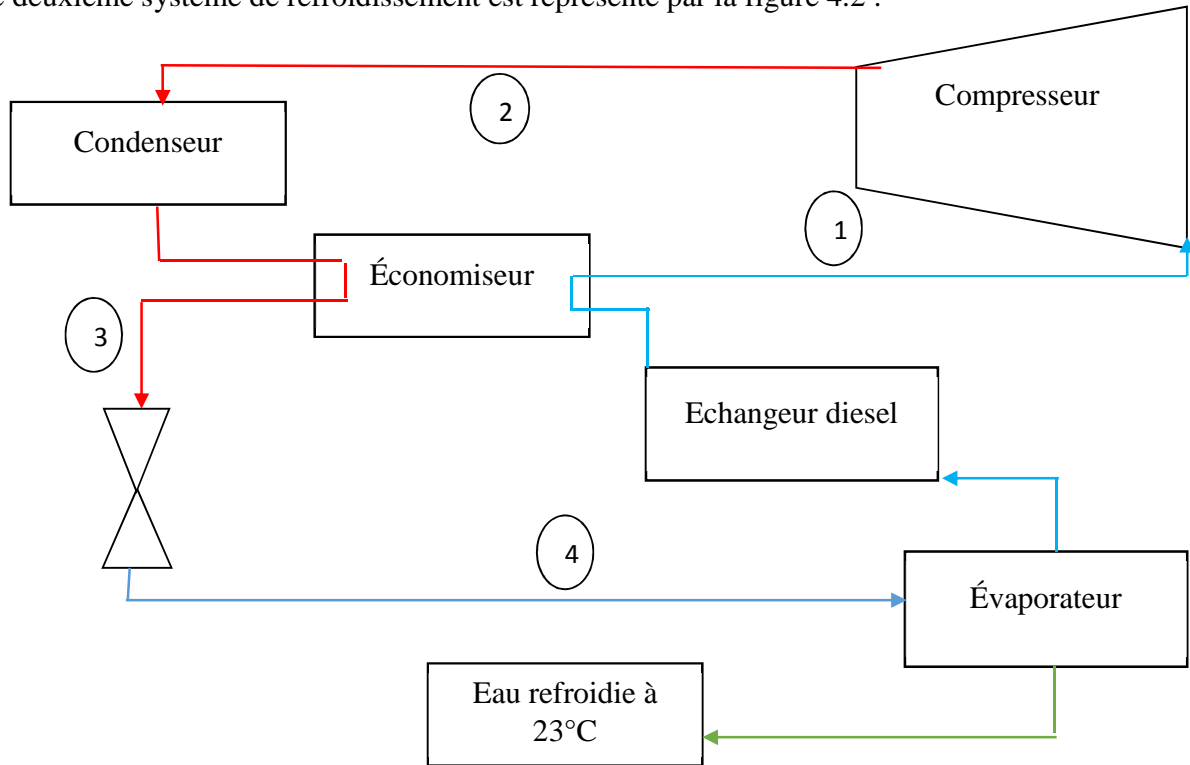


Figure 4.2. Configuration II du système de refroidissement

Les conditions pratiques de dimensionnement sont présentées dans le Tableau 4.3

Tableau 4.3. Conditions de dimensionnement

Paramètres	Valeurs
Température d'évaporation	10 °C
Surchauffe	5 °C
Température de condensation	50 °C
η_s	0.8

Calcul thermodynamique

On va estimer le débit \dot{m}_{R-134a} et la température T_3 en supposant que l'échangeur R_{134a}/gazole n'est pas installer et puis on va calculer la température T_1' à la sortie de l'échangeur R_{134a}/gazole , donc on aura deux cas :

- ✓ Si $T_1' \gg 10 \text{ }^\circ\text{C}$ on va faire une autre itération et on va déterminer le nouveau débit \dot{m}_{R-134a} .
- ✓ Si $T_1' \approx 10 \text{ }^\circ\text{C}$ on ne va pas refaire les calculs.

Les résultats sont représentés par le tableau 4.4 :

Tableau 4.4. Tableau récapitulatif des résultats de dimensionnement

L'état	1	2	3	4
Température $^\circ\text{C}$	15	64	45	10
Pression MPa	0.41253	1.3129	1.3129	0.41253
h (kJ/kg)	408.93	439.79	263.90	263.90
s (kJ/kg.K)	1.7386			
X				0.125
q_c (kJ/kg)	140.33			
q_h (kJ/kg)	168.4			
\dot{W}/\dot{m} (kJ/kg)	30.86			
COP	4.54			

Calcul du débit du R134a :

En sachant que : $\dot{Q}_c = 85.26 \text{ kW}$ on déduit que : $\dot{m}_{R-134a} = 0.607 \text{ kg/s}$

Calcul de la température de sortie du R_{134a} :

Le gazole est stocké dans un réservoir à l'intérieur de la cabine, on suppose que le gazole est à une température moyenne de 35°C .

Détermination du débit de gazole :

D'après les données obtenues au niveau de l'entreprise EMO le moteur qui a la consommation

spécifique la plus grande est caractérisé par :

$$\begin{cases} C_s = 232.8 \text{ g/kW.h} \\ \text{et} \\ P = 83 \text{ kW} \end{cases}$$

$$\dot{m}_{\text{gazole}} = C_s \times \frac{P}{3600} \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_{\text{gazole}} = 0.005367 \text{ kg/s}$$

La chaleur cédée par le gazole est : $\dot{Q} = 0.22 \text{ kW}$

$$(h_1' - h_v) \dot{m}_{R-134a} = \dot{Q}$$

On trouve : $h_1' = 404.574 \text{ kJ/kg}$

$$\text{À } \begin{cases} h_1' = 404.574 \text{ kJ/kg} \\ P_1 = 0.41253 \text{ MPa} \end{cases} \text{ on trouve } T_1' = 10.36^\circ\text{C}$$

On remarque une très petite élévation de température de 0.36°C qu'on peut négliger, Par conséquent on ne va pas faire une autre itération.

4.1.3 Choix et sélection du meilleur système

Le choix du système de refroidissement est principalement basé sur les deux critères suivants :

1. Le compresseur qui consomme le minimum d'énergie est le plus convenable.
2. Le cycle qui a un coefficient de performance(COP) le plus élevé.

Ainsi, la puissance du compresseur a été calculée pour les deux configurations à l'aide de la relation thermodynamique suivante :

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{R134a} (h_2 - h_1) \quad (4.5)$$

Les résultats obtenus sont présentés dans le tableau 4.5.

Tableau 4.5 : Tableau comparative des résultats obtenu par chaque système

Type	\dot{W}_c (kW)	COP
Configuration I	25.78	3.32
Configuration II	18.73	4.54

D'après les résultats du Tableau 4.5, on remarque que la configuration II possède un meilleur coefficient de performance et un travail plus faible par rapport à la configuration I.

On déduit que la configuration II est la plus convenable, elle sera retenue et adoptée pour le système de refroidissement proposé. Ce qui nous amène au dimensionnement des différents composants du système proposé, présenté dans la section suivante.

4.2 Dimensionnement des différents composants du système de refroidissement proposé

Hypothèses simplificatrices :

Pour le calcul des échangeurs on a considéré les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Régime de fonctionnement stationnaire.
- Le coefficient d'échange de chaleur global est constant.
- Les débits massiques des fluides sont constants.
- Les chaleurs spécifiques et propriétés thermiques des fluides sont constantes.
- Les caractéristiques physiques des matériaux sont constantes le long de l'échangeur (matériaux isotrope).
- Les sections de passage sont constantes.
- Les vitesses uniformes
- L'échange entre les fluides se fait par convection et conduction.

4.2.1 Dimensionnement de l'économiseur

L'économiseur est un échangeur de chaleur de type hair-pin (épingle à cheveux) indiqué dans le chapitre 3 paragraphe 3.1.5.

Les températures d'entrées et de sorties dans l'économiseur sont données comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{ci} \approx 10 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{et} \\ T_{co} = 15 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right. \quad \text{Et} \quad \left\{ \begin{array}{l} T_{hi} = 50 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{et} \\ T_{ho} = 45 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

Calcul des températures moyennes et définition des dimensions :

$$T_{moyenne-2} = \frac{T_{hi}+T_{ho}}{2} = \frac{50+45}{2} = 47.5 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad T_{moyenne-1} = \frac{T_{ci}+T_{co}}{2} = \frac{10+15}{2} = 12.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Les paramètres thermiques aux températures moyennes et les caractéristiques géométriques de l'échangeur sont représentés par le tableau 4.6 :

Tableau 4.6. Les propriétés thermiques des fluides et paramètres géométriques de l'échangeur.

Paramètres	$T_{moyenne-1}= 12.5^\circ\text{C}$	$T_{moyenne-2}=47.5 \text{ }^\circ\text{C}$
C_p (kj/kg.K)	0,93833	1,5439
μ ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	11.201	147,16
ρ (kg/m^3)	19.855	1115,3
Prandtl	0,8355	3,1706
K_f (mW/m.K)	12.579	71,657
d_i (Cm)	5.0	
d_o (Cm)	5.4	
D_i (Cm)	10.3	
D_o (Cm)	10.8	
N_t	8	
L_f (Cm)	2	
t (mm)	3	

Coefficient d'échange global

Le coefficient d'échange global extérieur pour un tube à ailette est défini comme suit [39] :

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{h_i A_i} + \frac{R_i A_o}{A_i} + \frac{A_o \cdot \ln(\frac{d_o}{d_i})}{2\pi k l} + \frac{R_o}{n_o} + \frac{1}{n_o h_o}}$$

- Calcul de h_i :

$$R_{eh} = \frac{4\dot{m}_{R134a}}{\mu \pi d_i}$$

On trouve : $R_{eh} = 1.05 \times 10^5 > 2000$ (Le régime turbulent).

- Calcul du nombre de Nusselt :

Puisque on a : $\begin{cases} 0.5 < Pr_b < 2000 \\ 10^4 < R_{eh} < 5 \times 10^6 \end{cases}$

Alors on va utiliser la corrélation suivante [39] :

$$Nu_b = \frac{(f/2) R_{eh} Pr_b}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$$

Telle que : $f = (1.58 \ln R_{eh} - 3.28)^{-2}$

On trouve :

$f = 4.45 \times 10^{-3}$ on trouve $Nu_b = 420$ et d'ici $h_i = 601.91 \text{ W/m}^2$

- Calcul de h_o : $R_{ec} = \frac{\rho V_c D_h}{\mu}$

• Telle que : $D_h = \frac{4A}{P_w}$, $V_c = \frac{\dot{m}_{R134a}}{A \rho_c}$, $P_w = \pi(d_o + D_0) + 2 N_f l_f$

Et $A = \frac{\pi(D_i^2 - d_o^2)}{4} - N_t l_f t$

$A = 5.56 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

On trouve :

$V_c = 5.50 \text{ m/s}$ $P_w = 0.81 \text{ m}$ $D_h = 27.34 \text{ mm}$

$$Re_c = 2.66622 \times 10^5 \text{ (le régime est turbulent)}$$

- Calcul du nombre de Nusselt :

Comme : $\begin{cases} 0.5 < Pr_b < 2000 \\ 10^4 < Re_c < 5 \times 10^6 \end{cases}$ alors on peut appliquer la corrélation suivante :

$$Nu_b = \frac{(f/2)Re_c Pr_b}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr_b^{2/3} - 1)}$$

$$\text{Telle que : } f = (1.58 \ln Re_c - 3.28)^{-2}$$

On trouve :

$$f = 3.69 \times 10^{-3}, Nu_b = 407.57$$

$$D_e = \frac{4A}{P_h}$$

$$P_h = \pi d_o + N_f \times 2l_f \text{ On trouve : } P_h = 0.4896 \text{ m}$$

$$A = 5.56 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad D_e = 45.42 \text{ mm} \quad h_o = 112.87 \text{ W/m}^2$$

- Calcul du rendement global des ailettes :

$$\eta_o = 1 - \frac{N_t A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \text{ telle que : } \eta_f = \frac{\tanh(m L_c)}{m L_c}$$

$$\text{Avec : } L_c = L_f + \frac{t}{2} \quad m^2 = \frac{2h_o}{kt}$$

$$\text{On trouve : } m = 13.90 \quad L_c = 2,15 \text{ cm} \quad \eta_f = 0,972$$

- Calcul des surfaces :

1. Surface intérieur :

$$A_i = \pi d_i L_t \quad \text{On trouve} \quad A_i = 0.157 L_t$$

2. Surface de l'ailette :

$$A_f = 2L_c L_t \quad A_f = 0.043 L_t$$

3. Surface de la base :

$$A_b = (\pi D_i - N t) L_t \quad A_b = 0.146 L_t$$

4. Surface totale :

$$A_t = A_b + N A_f \quad A_t = 0.49 L_t$$

$$\eta_0 = 0.983$$

Les résistances d'encrassement moyennes pour le fluide frigorigène sont comme

$$\text{suit : } \begin{cases} R_i = 0.000176 \frac{m^2 K}{W} \\ \quad \quad \quad \text{et} \\ R_o = 0.000176 \frac{m^2 K}{W} \end{cases} [39] \quad U_o = 66.80 W/m^2 K$$

Calcul de la surface d'échange totale et le nombre des éléments *Hair-pins*

Calcul de l'aire de la surface totale :

$$Q = \dot{m}_{R-134a} (h_1 - h_v) = U A_t \Delta T_1 \quad A_t = \frac{Q}{U \Delta T_{ln}}$$

Notre échangeur est un échangeur à contre-courant donc l'évolution de la température est comme suit :

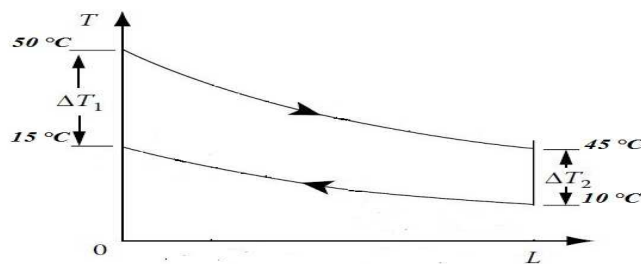


Figure 4.3. Évolution de la température en fonction de la longueur dans l'économiseur pour l'écoulement contre-courant

Comme $\Delta T_1 = \Delta T_2$ donc : $\Delta T_{ln} = \Delta T_1 = \Delta T_2 = 35.00 K$

$$A_t = 1.133 m^2$$

- Calcule de longueur de l'échangeur L_t :

On a : $A_t = 0.49 L_t$ on trouve $L_t = \frac{1.133}{0.49} = 2.31 \text{ m}$

Calcul du nombre de Hair pins

$$n_t = \frac{A_t}{A_H}$$

$$n_t \approx 2 \text{ hairpins}$$

Donc notre échangeur (économiseur) va être un échangeur de chaleur hair pins de longueur $L_t = 2.31 \text{ m}$ et contient $n_t = 2 \text{ hairpins}$.

Calcul des pertes de charges :

Les pertes de charges linéaires :

La perte de charge est estimée par la formule suivante [39] :

$$f = \frac{\Delta p}{4 \left(\frac{L}{d_i}\right) (\rho u_m^2 / 2)}$$

Où f est estimé par la corrélation Drew, Koo, and McAdams [39] :

$$f = 0.00140 + 0.125 \times Re^{-0.32} \quad \text{telle que :} \quad 4.00 \times 10^3 < Re < 5.00 \times 10^6$$

$$\text{Où :} \quad f = \frac{16}{Re} \quad \text{Pour le cas laminaire}$$

Dans le tube intérieur :

$$Re_h = 1.05 \times 10^5 \quad f = 4.5 \times 10^{-03}$$

$$\Delta p_1 = 4f \left(\frac{L}{d_i}\right) (\rho u_m^2 / 2)$$

$$u_m = \frac{4 \times \dot{m}_{R134a-h}}{\pi d_i^2 \rho_h}$$

$$u_m = 0.2776 \text{ m/s} \quad \text{il nous résulte :} \quad \Delta p_1 = 35.73 \text{ Pa}$$

- Dans la partie annulaire (entre le tube intérieur et le tube extérieur) à ailette :

Dans cette partie on utilise la même corrélation sauf que d_i devient D_h .

La formule devient : $\Delta p_2 = 4f\left(\frac{L}{D_h}\right)(\rho u_m^2/2)$

On a : $D_h=27,34$ mm et $V_c = u_m =5.50$ m/s

$$R_{ec} = 2.66622 \times 10^5 \quad f = 3.69 \times 10^{-03}$$

$$\Delta p_2 = 374.51 \text{ Pa}$$

- Les pertes de charges linaires totales :

$$\Delta P_t = 410.24 \text{ Pa}$$

Les pertes de charges singulières :

Les pertes de charges dues à l'entrée et à la sortie de l'échangeur et au coude sont estimées par la formule suivante :

$$\Delta p = \frac{3}{4} \rho u_m^2$$

- Dans le tube intérieur :

$$\Delta p_1 = 64.46 \text{ Pa}$$

- Dans la partie coaxiale à ailette :

$$\Delta p_2 = 450.46 \text{ Pa}$$

- Les pertes de charges singulières totales :

$$\Delta p_t = (\Delta p_2 + \Delta p_1) \times n$$

$$\Delta p_t = (64.46 + 450.46) \times 3 = 1.544 \text{ kPa}$$

Les pertes de charge totale dans l'échangeur :

$$\Delta p_{tt} = \sum \Delta p_t$$

$$\Delta p_{tt} = 1.954 \text{ kPa}$$

4.2.2 Dimensionnement de l'échangeur de gazole

L'économiseur est un échangeur de type hair-pin (épingle à cheveux) indiqué dans le chapitre 3 paragraphe 3.1.5.

Les températures d'entrées et de sorties dans l'échangeur sont comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{ci} = 10.00 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{et} \\ T_{co} = 10.36 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right. \quad \text{Et} \quad \left\{ \begin{array}{l} T_{hi} = 35 \text{ }^\circ\text{C} \\ \text{et} \\ T_{ho} = 15 \text{ }^\circ\text{C} \end{array} \right.$$

Calcul des températures moyennes et définition des dimensions géométrique :

$$T_{moyenne-2} = 25 \text{ }^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad T_{moyenne-1} = 10.18 \text{ }^\circ\text{C}$$

Les paramètres thermiques aux températures moyennes et les caractéristiques géométriques de l'échangeur sont représentés par le tableau 4.7

Tableau 4.7. Les paramètres thermiques des fluides et géométriques de l'échangeur.

À	$T_{moyenne-1} = 10.18^\circ\text{C}$	$T_{moyenne-2} = 25^\circ\text{C}$
C_p (kj/kg.K)	0,94639	1,9
μ ($\mu\text{Pa}\cdot\text{s}$)	11.106	2400
ρ (kg/m^3)	20.345	840
Prandtl	0.84636	3.04
K_f (mW/m.K)	12.418	150
d_i (Cm)	5.0	
d_o (Cm)	5.4	
D_i (Cm)	6.0	
D_o (Cm)	6.4	

Coefficient d'échange Global

Comme on a procédé dans le calcul de l'économiseur :

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{R_i d_o}{d_i} + \frac{d_o \cdot \ln(\frac{d_o}{d_i})}{2 \times k} + R_o + \frac{1}{h_o}}$$

- Calcule de h_i :

$$R_{ec} = 1.39 \times 10^6$$

Comme : $R_{ec} = 1.39 \times 10^6 > 2000$ (Le régime turbulent).

- Calcul du nombre de Nusselt :

Comme on a : $\begin{cases} 0.5 < Pr_b < 2000 \\ 10^4 < Re_h < 5 \times 10^6 \end{cases}$ la corrélation suivante est utilisable.

Donc :

$$Nu_b = \frac{(f/2) R_{ec} Pr_b}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr_b^{2/3} - 1)}$$

$$\text{Telle que : } f = (1.58 \ln R_{ec} - 3.28)^{-2}$$

On trouve :

$$f = 2.74 \times 10^{-3} \quad Nu_b = 1579.30 \quad h_i = 392.23 \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}$$

- Calcule de h_o :

$$R_{eh} = \frac{\rho \times V_h \times D_h}{\mu}$$

Telle que :

$$D_h = \frac{4 \times A}{P_w} \text{ et } V_h = \frac{4 \times \dot{m}_{gazole}}{\pi (D_i^2 - d_o^2) \rho_c}$$

On trouve :

$$V_h = 0.012 \text{ m/s} \quad P_w = \pi (d_o + D_i) \quad P_w = 0.358 \text{ m}$$

$$A = \frac{\pi (d_o + D_i) (D_i - d_o)}{4} \quad D_h = (D_i - d_o) \quad D_h = 6 \text{ mm}$$

- Calcul de R_{eh} :

$$R_{eh} = 25.2 \text{ (le régime est laminaire)}$$

- Calcul du nombre de Nusselt :

On a supposé dans notre calcul que le flux de chaleur est constant, le nombre de Nusselt est estimé par la valeur suivante :

$$Nu_b = 4.36, \quad D_e = \frac{4xA}{P_h}, \quad P_h = \pi d_o, \quad P_h = 0.170 \text{ m}, \quad A = 5.37 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$D_e = 12.64 \text{ mm} \quad h_o = 51.74 \text{ W/m}^2$$

Les résistances d'encrassement moyennes pour le fluide frigorigène sont comme suit :

$$\begin{cases} R_i = 0.000176 \text{ m}^2\text{K/W} \\ \text{et} \\ R_o = 0.000352 \text{ m}^2\text{K/W} \end{cases} \quad \text{donc on trouve : } U_o = 44.19 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Calcul de la surface d'échange totale et du nombre des Hair pins :

Calcul de la surface totale :

Notre échangeur est un échangeur à contre-courant donc l'évolution de la température est comme suit :

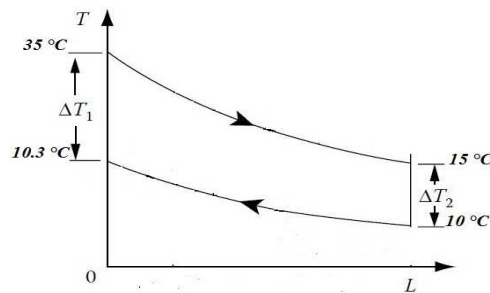


Figure 4.4. Évolution de la température en fonction de la longueur de l'échangeur du diesel pour l'écoulement contre-courant

$$Q = U A_t \Delta T_{in} \text{ telle que } \Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\text{Donc : } \Delta T_{ln} = 12.33^\circ\text{C}$$

D'après le calcul précédent : $Q=0.22 \text{ kW}$ donc on trouve $A_t = 0.403 \text{ m}^2$

- Calcule de longueur de l'échangeur L_t :

On a: $A_t = \pi d_o L_t$ $A_t = 0.170 L_t$

$$L_t = \frac{0.403}{0.170} = 2.38 \text{ m}$$

Calcul du nombre de hair pins :

$$n_t = \frac{A_t}{A_H} = \frac{0.403}{0.170 * L_h}$$

$$n_t = \frac{0.403}{0.170 \times 1.18} \approx 2 \text{ hairpins}$$

Donc notre échangeur (économiseur) va être un échangeur de chaleur hair pins de longueur $L_t=2.38 \text{ m}$ et contient $n_t = 2 \text{ hairpins}$.

Calcul des pertes de charges :

Les pertes de charges linéaires :

- Dans le tube intérieur :

$$R_{ec} = 1.39 \times 10^6 \quad f = 2.75 \times 10^{-03}$$

$$V_c = u_m = \frac{4 \dot{m}_{R134a-c}}{\pi d_i^2 \rho_c} \quad u_m = 15.22 \text{ m/s}$$

$$\Delta p_1 = 1.2338 \text{ kPa}$$

- Dans la partie coaxiale :

On a : $D_h = 6.00 \text{ mm}$ $V_c = u_m = 0.012 \text{ m/s}$

$$R_{ec} = 25.2 \quad f = 0.6349$$

$$\Delta p_2 = 60.926 \text{ Pa}$$

- Les pertes de charges linaires totales :

$$\Delta P_t = 1.2338 + 0.069 = 1.3 \text{ kPa}$$

Les pertes de charges singulières :

Les pertes de charges dues à l'entrée et à la sortie de l'échangeur et aux coudes sont estimées par la formule suivante :

$$\Delta p = \frac{3}{4} \rho u_m^2$$

- Dans le tube intérieur :

$$\Delta p_1 = 3.53 \text{ kPa}$$

- Dans la partie coaxiale :

$$\Delta p_2 = 0.09 \text{ Pa}$$

- Les pertes de charges singulières totales :

$$\Delta p_t = (\Delta p_2 + \Delta p_1)$$

$$\Delta p_t = 10.59 \text{ kPa}$$

Les pertes de charge totale dans l'échangeur :

$$\Delta p_{tt} = \sum \Delta p_t$$

$$\Delta p_{tt} = 11.89 \text{ kPa}$$

4.2.3 Dimensionnement de l'évaporateur

- Les buts :
 - ✓ L'eau sera refroidie à 23°C.
 - ✓ Il faut choisir un échangeur petit car l'encombrement dans la cellule est réduit.
 - ✓ Il faut que nos échangeurs soient à bon prix dans le marché.

Méthode de dimensionnement d'un échangeur tube et calandre :

Pour dimensionner un échangeur tube et calandre on va suivre la méthode représentée par la figure 4.5 :

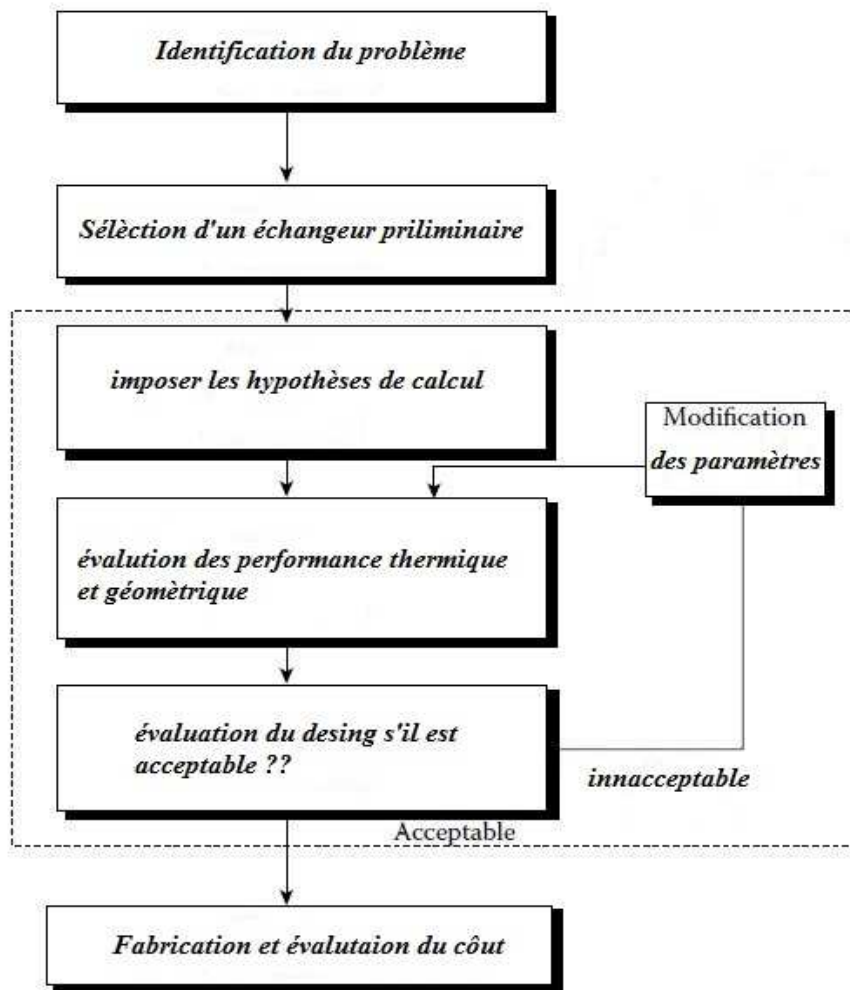


Figure 4.5. Algorithme du dimensionnement d'un échangeur tube et calandre.

Calcul des températures moyennes et définition des dimensions géométriques :

Remarque :

Les Paramètres géométriques ont été choisis par rapport aux dimensions commercialisées (normalisées). [39]

Les Caractéristiques thermique et géométrique sont comme suit :

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{hi} = 53 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{ho} = 23 \text{ } ^\circ\text{C} \\ T_{co} = T_{ci} = 10 \text{ } ^\circ\text{C} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \text{ Tubes} \\ d_o = 26.66 \text{ mm} \\ d_i = 18.84 \text{ mm} \\ t = 07.82 \text{ mm} \\ \text{ En Cuivre} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \text{ Calandre Carrée} \\ D_i = 203.2 \text{ mm} \\ N_{t-max} = 32 \text{ tubes} \end{array} \right.$$

$$T_{moyenne-2} = \frac{T_{hi}+T_{ho}}{2} = 38 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{et} \quad T_{moyenne-1} = \frac{T_{ci}+T_{co}}{2} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calcul du coefficient d'échange global U_o avec et sans encrassement :

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{R_i d_o}{d_i} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + R_o + \frac{1}{h_o}}$$

- Calcul du coefficient d'échange intérieur h_i :

Dans le cas de changement de phase. Le coefficient d'échange h_i , est calculé pour une évaporation horizontale par la corrélation de Cavallini et Zecchin [39] donnée comme suit :

$$h_i = 0,05 \cdot Re_{eq}^{0,8} \cdot Pr_l^{0,33} \cdot \frac{k_l}{d}$$

$$\text{D'où : } Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} + Re_l$$

$$\text{Telle que : } Re_v = \frac{G x d_i}{\mu_v} \quad \text{et} \quad Re_l = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_l}$$

On va estimer un coefficient d'échange moyen :

$$\bar{h}_i = \frac{1}{x-x_0} 0,05 \cdot \int_{x_0}^x Re_{eq}^{0,8} \cdot Pr_l^{0,33} \cdot \frac{k_l}{d} dx$$

$$\bar{h}_i = \frac{1}{x-x_0} 0,05 \cdot Pr_l^{0,33} \cdot \frac{k_l}{d} \cdot \int_{x_0}^x Re_{eq}^{0,8} \cdot dx$$

Tableau 4.8. Les paramètres thermiques à $T_{moyenne-1} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$

Paramètres	Liquide	Vapeur
μ ($\mu\text{Pa.s}$)	235.31	11.093
K_f (mW/m.K)	87.683	12.388
ρ (kg/m^3)	1261.5	20.127
Pr	3.6763	0.84593

- Calcul de la vitesse massique :

$$G_m = \frac{\dot{m}_{R134a}}{N_t \cdot A} \quad \text{où} \quad A = \frac{\pi d_i^2}{4}$$

On trouve : $A = 0.27895 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

Afin d'augmenter la surface d'échange et diminuer la longueur de l'échangeur on va utiliser le nombre de tube maximum $N_t = N_{t-max} = 32 \text{ tubes}$

$$G_m = 67.89 \text{ Kg/m}^2.\text{s}$$

En remplaçant dans les formules de Reynolds on trouve :

$$Re_v = 1.15 \times 10^5 x \quad Re_l = 5.44 \times 10^3 x(1 - x)$$

Le nombre de Reynolds équivalent est égal à :

$$Re_{eq} = 3.748 \times 10^4 x + 5.44 \times 10^3$$

Le titre x varie de $x = [0.125 ; 1]$, par intégration numérique par la méthode des Simpson on trouve :

$$\int_{0.125}^1 (3.748 \cdot 10^4 \cdot x + 5.44 \cdot 10^3)^{0.8} \cdot dx = 2993.58$$

Le coefficient d'échange moyen en diphasique est égal à :

$$\bar{h}_l = 1246.21 \text{ W/m}^2$$

- Calcul du coefficient d'échange extérieur h_o :

Pour le calcul du coefficient d'échange dans la calandre, on va utiliser la corrélation de McAdams[39] :

$$\frac{h_o D_e}{k_f} = 0,36 \left(\frac{D_e \cdot G_{ms}}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_{p,\mu}}{k_f} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Mais elle est valable seulement si : $2.00 \times 10^3 < Re_s = \frac{D_e \cdot G_{ms}}{\mu} < 1.00 \times 10^6$

- Calcul de la vitesse massique :

On a:
$$G_{ms} = \frac{\dot{m}_{eau}}{A_s}$$

Telle que :
$$A_s = \frac{D_s \cdot C \cdot B}{P_T}$$

- L'espacement optimum des chicanes est quelque part entre 0.4 et 0.6 par rapport au diamètre de la calandre " $0.6 \geq \frac{B}{D_s} \geq 0.4$ ", le rapport optimum est celui qui donne un rapport entre les surfaces totales avec encrassement et sans encrassement soit entre 25% et 35%.
- Le but est de trouver un rapport entre les surfaces totales avec encrassement et sans encrassement le plus proche possible ou entre l'intervalle 25% et 35%.

On prend un rapport préliminaire et on vérifie notre hypothèse en calculant le rapport entre les surfaces totales.

On prend : $\frac{B}{D_s} = 0.6$ ce qui donne : $B = 121.92 \text{ mm}$

- Le rapport $\frac{P_T}{d_0}$ se trouve entre 1.25 et 1.50.

L'agencement des tubes et les emplacements ont été normalisés pour faciliter l'entretien des tubes où on a défini pour chaque type un nombre maximum de tubes par passe.

Pour un rapport égal à 1.25 : $P_T = 33,325 \text{ mm}$

On a :

$$C = P_T - d_0$$

$$C = 6,66 \text{ mm}$$

Et d'ici : $A_s = 4.9518 \times 10^{-3} m^2$

Donc on trouve : $G_{ms} = 122.38 \frac{Kg}{s.m^2}$

On a besoin des paramètres thermiques de l'eau à la température moyenne

$T_{moy} = \frac{T_{hi} + T_{hc}}{2} = 38 \text{ °C}$ et la viscosité à T_w où T_w estimé comme suit :

$$T_w = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} + \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \right)$$

Donc on trouve : $T_w = 24 \text{ °C} = 297.15 \text{ K}$

Tableau 4.9. Paramètre thermique de l'eau à $T_{moy}=38 \text{ °C}$ et à $T_w=24 \text{ °C}$

Paramètres	Liquide
à $T_{moy}=38 \text{ °C}$	
μ_b ($\mu Pa.s$)	680
k_f (mW/m.K)	625.58
ρ (Kg/m^3)	992.98
C_p ($\frac{kJ}{kg.K}$)	4,1795
à $T_w=24 \text{ °C}$	
μ_w ($\mu Pa.s$)	913.86

- Calcul du diamètre hydraulique équivalent dans la calandre :

Pour une chicane carrée :

$$D_e = \frac{4 \left(P_T^2 - \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \right)}{\pi \cdot d_0}$$

$$D_e = 26.378 \text{ mm}$$

On trouve : $2.00 \times 10^3 < Re_s = 4.74 \times 10^3 < 1.00 \times 10^6 \Rightarrow$ la corrélation est valable.

$$h_o = 0.36 \frac{k_l}{D_e} \left(\frac{D_e \cdot G_{ms}}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \cdot \mu_b}{k_l} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$h_o = 1426.154 \text{ W/m}^2$$

- Le Coefficient d'échange global avec encrassement :

$$U_{o1} = 438.762 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Le coefficient d'échange global sans encrassement est égal à :

$$U_{o2} = \frac{1}{\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_{o2} = 532.326 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.2.4.3 Calcul des surfaces totales et vérification des hypothèses

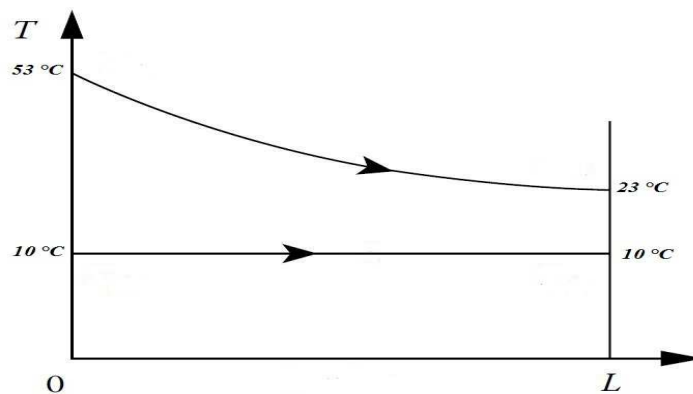


Figure 4.6. Évolution de la température dans l'évaporateur

On a pour un échangeur tube et calandre :

$$Q_c = F \times A_o \times U_o \times \Delta T_{ln}$$

$$Q_c = 85.26 \text{ kW}$$

Donc on trouve : $\Delta T_m = 25,08 \text{ }^\circ\text{C}$

F (facteur de correction) il est tiré des graphes mais pour un évaporateur ou condenseur $F=1$ parce

que : $P = \frac{T_{ci} - T_{co}}{T_{hi} - T_{ci}}$ et $R = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{ci} - T_{co}}$

On trouve : $P=0$ et $R=+\infty$ donc on tire $F=1$.

- La surface totale avec encrassement :

$$A_{o1} = 7.75 \text{ m}^2$$

- La surface totale sans encrassement :

$$A_{o2} = 6.23 \text{ m}^2$$

- Vérification des hypothèses :

$$\frac{A_{o1}}{A_{o2}} = \frac{7.75}{6.30} = 1.23 \text{ (23 \%)}$$

Le rapport 23 % est très proche de 25% donc notre choix est bon.

Calcul de la longueur de l'échangeur :

Puisque pour chaque diamètre de la calandre il y a un nombre de tube maximum bien normalisé et commercialisé, on fixe le nombre de tubes et on calcule la longueur :

$$A_{o1} = \pi \cdot d_o \cdot N_t \cdot L$$

$\Rightarrow N_t = 32$ tubes Pour un échangeur à une seule passe

D'après le calcul de notre évaporateur horizontal avec une seule passe (1P), la longueur est :

$$L = \frac{A_{o1}}{\pi \cdot d_o \cdot N_t} \Rightarrow L = 2,89 \text{ m}$$

La longueur de notre échangeur est : $L=2.89$ m, elle est bonne et on peut le mettre à l'intérieur de notre cellule de banc d'essais.

Calcul des pertes de charge dans l'échangeur :

Calcul des pertes de charges dans la calandre :

Les pertes de charges dans la calandre sont estimées par la formule suivante [39] :

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_i}{2 \rho D_e \phi_s}$$

Telle que : $\phi_s = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14}$ et $N_b = \frac{L}{B} - 1$ et $f = e^{(0.576 - 0.19 \ln(Re_s))}$

$$\text{Telle que : } 400 < Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu_b} < 1 \times 10^6$$

On a :

Tableau 4.10. Paramètres thermique géométrique de l'échangeur

$D_e = 26.378 \text{ mm}$	$Re_s = 4.74 \times 10^3$
$L = 2.89 \text{ m}$	$B = 121.92 \text{ mm}$
$G_{ms} = 122.38 \text{ kg/s.m}^2$	$\mu_b = 680 \text{ } \mu\text{Pa} / \mu_w = 913.86 \text{ } \mu\text{Pa}$
$D_i = 203.2 \text{ mm}$	$\rho = 992.98 \text{ kg/m}^3$

On trouve :

$$\phi_s = 0.959, N_b \approx 23, f = 0.356.$$

$$\Delta P_s = 517.57 \text{ Pa}$$

Calcul des pertes de charges dans les tubes :

Les pertes de charges dans les tubes sont estimées par la formule suivante [39] :

$$\Delta P_t = N_t \left(4f \frac{LN_p}{d_i} + 4N_p \right) \frac{\rho u_m^2}{2}$$

Comme $x = 0.5625$; $\rho = 1272.82 \text{ kg/m}^3$

$$\overline{Re_{eq}} = 2.418 \times 10^4$$

$$f = 6.345 \times 10^{-3}$$

$$u_m = 0.0535 \text{ m/s}$$

$$\Delta P_t = 460 \text{ Pa}$$

Calcul des pertes totales dans l'échangeur :

$$\Delta P_{tt} = \Delta P_t + \Delta P_s$$

$$\Delta P_{tt} = 977.57 \text{ Pa}$$

4.2.4 Dimensionnement du condenseur

Le condenseur sera un échangeur de chaleur compact à ailettes plates. On a choisi ce type d'échangeur car il est très pratique, disponible sur le marché et moins coûteux.

Dans ce type d'échangeur l'aspect d'échange se fait par convection forcée avec l'air, où on va condenser le fluide dans des tubes horizontaux afin d'éviter les pertes de charge par gravité.

- Démarche des calculs :
 1. Il faut choisir la section de passage de l'air préliminaire où elle sera comptée comme un étage.
 2. La section de passage de l'air doit correspondre avec la courbe caractéristique de l'échangeur à ailettes plates où il faut varier le nombre d'étage afin de trouver un nombre de Reynolds « $Re \times 10^{-3} < 10$ ».
 3. On passe par un système itératif afin de déterminer la surface totale d'échange après le choix d'un coefficient d'échange global et on détermine la longueur de l'échangeur.

Estimation de la charge calorifique et du débit d'air :

$$q_h = 168.4 \text{ kJ/kg.}$$

$$Q_h = 102,32 \text{ kW}$$

En supposant que l'air est un gaz parfait, on trouve que :

$$Q_h = \dot{m}_{air} \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Donc on s'est trouvé avec deux variables : \dot{m}_{air} et T_{out}

Dans la pratique, il faut que la différence de température entre l'entrée d'air et la température de condensation soit entre 10 °C à 15 °C mais afin de surdimensionner les ventilateurs et le système on va supposer que la température d'air entre à 42 °C.

Pour les condenseurs la différence de température d'air ΔT est estimée entre 5°C à 6 °C [39].

Si on pose $\Delta T = 6\text{ }^{\circ}\text{C}$ donc : $T_{out}=48\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\text{On a : } T_{moy} = \frac{42+48}{2} = 45\text{ }^{\circ}\text{C} \Rightarrow C_p = 1,0072 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$$

$$\dot{m}_{air} = \frac{102.05}{1,0072.6} = 16.886 \text{ Kg/s}$$

Définition de l'échangeur et de la méthode de calcul :

Tableau 4.11. Les caractéristiques géométriques de l'échangeur

Caractéristique	Valeur
d_i (mm)	09,88
d_o (mm)	10,21
σ	0.534
P_l (mm)	25,40
P_t (mm)	22,00
D_h (mm)	3,633
t (mm)	00,33
$P_{ailette}$ (mm)	3,175

La méthode de calcul des condenseurs change un petit peu de la méthode de calcul des autres échangeurs de chaleurs simples compacts puisque dans le condenseur on va avoir un phénomène très important qui est le phénomène de changement de phase où notre fluide frigorigène va passer de la phase surchauffée jusqu'à un état de liquide saturé.

L'approche consiste à dimensionner la phase où il y a une charge calorifique très importante afin de déterminer le nombre d'étage convenable puis on passe à la partie où on a une charge calorifique faible en choisissant le même nombre d'étage et on estime le nombre de tube par étage qu'il faut ajouter à chaque étage pour assurer le refroidissement de cette partie.

On choisit d'une façon préliminaire un étage comme suit :

Longueur : L et largeur : l

- ✓ Nombre d'ailettes par unité de longueur :

$$N_{ailette-m} = \frac{1}{t + P_{ailette}}$$

- ✓ Nombre d'ailette :

$$N_{ailette} = N_{ailette-m} \cdot L$$

- ✓ La section de passage A_{min} :

$$A_{min} = L \cdot l - (N_{ailette} \cdot t \cdot l + b \cdot d \cdot (L - t \cdot N_{ailette}))$$

Telle que b : nombre de tube par étage

- ✓ La vitesse massique : $G_m = \frac{\dot{m}_{air}}{A_{min}}$
- ✓ Calcul du nombre de Reynolds :

Tableau 4.12. Propriété de l'air à T=42 °C

Propriété	Valeur
a T=42 °C	
Viscosité dynamique (μ Pa.s)	19,253
Conductivité thermique (mW/m.K)	27,49
Masse volumique (kg/m^3)	1,1205
Capacité Calorifique ($\frac{kJ}{kg.K}$)	1,007

$$R_{eo} = \frac{D_h \cdot G_m}{\mu}$$

- ✓ Coefficient d'échange de l'air pour un échangeur à ailette plates est déduit à partir de diagramme dans l'annexe 4.1 :

On calcul $R_e \times 10^{-3}$ et on lit dans le diagramme trouvé dans l'annexe 4.1 :

$$\left(\frac{h_0}{G_m \cdot c_p}\right) \left(\frac{c_p \cdot \mu}{k}\right)^{2/3} = \alpha$$

- ✓ La surface des tubes intérieurs par mètre de longueur :

$$A_{i-t} = \pi \cdot d_i$$

- ✓ La surface nette des tubes par mètre de longueur :

$$A_{nette-m} = \pi \cdot d_e (1 - t \cdot N_{ail-m})$$

- ✓ Surface d'ailette par mètre de longueur :

$$A_{ail-m} = 2 \cdot N_{ail-m} \cdot \left(P_t P_l - \frac{\pi d_e^2}{4}\right)$$

- ✓ Surface d'échange total des tubes à ailettes par mètre de longueur :

$$A_{échange-m} = A_{nette-m} + A_{ail-m}$$

- ✓ Surface d'échange total des tubes :

$$A_{échange} = \frac{Q}{F \cdot U_o \cdot \Delta T_{ln}}$$

- ✓ Longueur totale des tubes :

$$L_t = \frac{A_{échange}}{A_{échange-m}}$$

- ✓ Le volume total des tubes :

$$V_t = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \times L_t$$

- ✓ Nombre de tubes total :

$$N_{tt} = \frac{L_t}{L}$$

- ✓ Nombre de tubes par étage :

$$N_{tr} = \frac{N_{tt}}{N}$$

- ✓ Rendement global des ailettes :

$$\eta_o = [1 - \frac{A_{ail-m}}{A_{tot-m}} (1 - \eta_f)]$$

✓ Rendement de l'ailette :

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_c)}{mL_c}$$

Telle que : $m = \sqrt{\frac{2h_o}{tK_f}}$

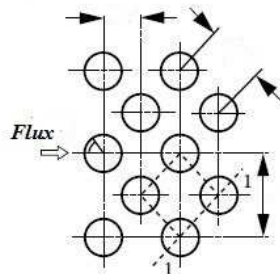
✓ Longueur corrigé L_c :

L'équation déterminée par Schmidt [40] permet de calculer la longueur Caractéristique en fonction des dimensions géométriques de l'ailette :

$$L_c = (R_{eq} - R_{ext})(1 + 0.35 \cdot \ln(\frac{R_{eq}}{R_{ext}}))$$

Avec : $R_{ext} = \frac{d_e}{2}$

On a R_{eq} ce calcul à partir de la géométrie du faisceau :



Dans notre cas, on a un faisceau en quinconce :

$$R_{eq} = 1.27 X_m (\frac{X_L}{X_m} - 0.3)^{0.5}$$

Avec :

$$X_m = \frac{P_t}{2} X_L = \sqrt{(\frac{P_t}{2})^2 + \frac{P_L^2}{2}}$$

Calcul du Coefficient d'échange global pour les deux phases surchauffé-diphasique :

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_{e-m}}{A_{i-m}} \left(\frac{1}{h_i} + R_i \right) + \frac{A_{e-m} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k} + R_o + \frac{1}{n_o h_o}}$$

$$R_i = R_o = 0,000176 \frac{m^2.K}{W} [39]$$

Coefficient d'échange h_i dans les tubes pour chaque phase :

1. Cas surchauffé :

$$T_2 = 64 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{Et} \quad T'_3 = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{À } T_{moy} = 330 \text{ K}$$

Tableau 4.13. Propriété de fluide frigorigène à T= 57°C.

Propriété R-134a	Valeur
à T=57 °C	
Viscosité dynamique ($\mu\text{Pa.s}$)	13,205
Conductivité thermique (mW/m.K)	17,042
Masse volumique (kg/m^3)	62,464
Prandtl	0,91060
Capacité Calorifique ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$)	1,1752
\dot{m}_{R-134a} (kg/s)	0,608

- Nombre de Reynolds :

$$R_e = 5.914 \times 10^6 > 2000 \text{ le régime est turbulent}$$

- Nombre de Nusselt :

$Pr > 0.7$

$$Nu_b = \frac{(f/2)Re_b Pr_b}{1 + 8,7(f/2)^{1/2}(Pr_b - 1)}$$

Telle que : $f = (1,58 \ln Re_b - 3,28)^{-2}$

2. Cas diphasique :

- Calcul du coefficient d'échange h_i :

On va utiliser les corrélations de Cavallini et Zecchin [39] :

$$\bar{h}_i = \frac{1}{x-x_0} 0,05 \cdot Pr_l^{0,33} \cdot \frac{k_l}{d} \cdot \int_{x_0}^x Re_{eq}^{0,8} \cdot dx$$

Tableau 4.14.les propriétés thermiques du fluide frigorigène à 50 °C

Paramètres	Liquide	Vapeur
Viscosité dynamique ($\mu Pa.s$)	142,06	12,908
Conductivité thermique (mW/m.K)	70,491	16,713
Masse volumique (kg/m^3)	1103,00	66,00
Prandtl	3,1538	0,9610

- Calcul du nombre de Reynolds :
- Calcul de la vitesse massique :

$$G_m = 7911,227 \text{ Kg/m}^2.s$$

En remplaçant dans les formules de Reynolds on trouve :

$$Re_v = 6,0553 \times 10^6 \cdot x \quad Re_l = 5,5021 \times 10^5 x(1-x)$$

- Calcul du nombre de Reynolds équivalent :

$$Re_{eq} = 1,699076 \cdot 10^6 \cdot x + 5,5021 \cdot 10^5$$

Le coefficient d'échange globale en diphasique : $\bar{h}_i = 42586,85 \text{ W/m}^2$

Déroulement du programme de Calcul :

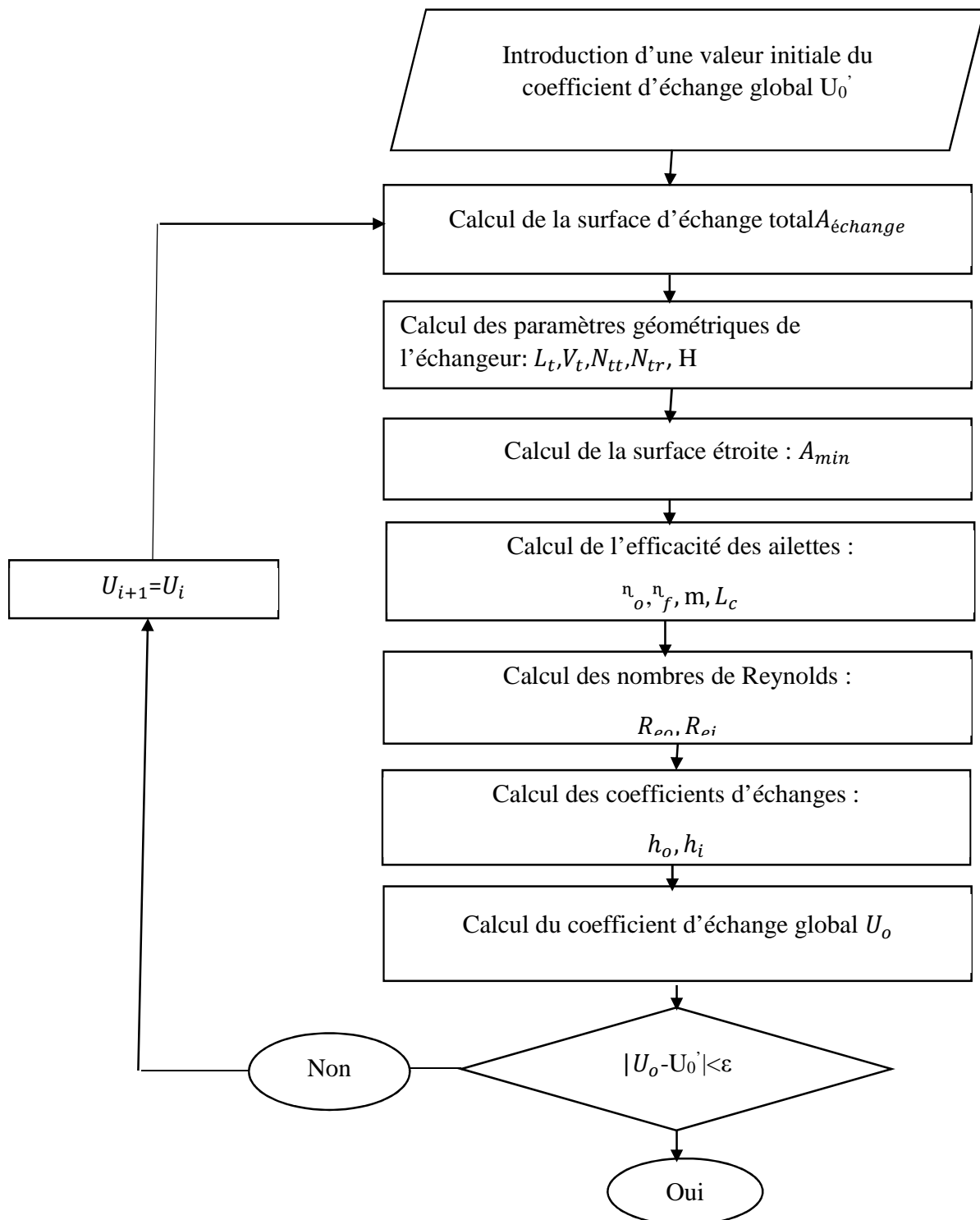


Figure 4.7. Algorithme de calcul pour le dimensionnement du condenseur

Résultat :

Partie diphasique :

$$Q_{H02} = \dot{m}_{R-134a} (h_v - h_l) \quad Q_{H02} = A_{o2} \cdot U_{o2} \cdot \Delta T_{m02}$$

$$\Delta T_{m02} = \frac{\Delta T_{o1} - \Delta T_{o2}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{o1}}{\Delta T_{o2}}\right)} \quad \Delta T_{m02} = 4,16 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{H02} = 92,106 \text{ kW}$$

A l'aide d'un programme effectué à l'aide d'Excel où on a exécuté 200 itérations avec une erreur $|U_{i+1} - U_i| < 10^{-4}$, les résultats sont présentés sur le tableau 4.15 :

Tableau 4.15. Les différents paramètres calculés dans le programme dans la partie diphasique

Paramètre	Résultats
L (m)	1.5
L (m)	1.2
H (m)	0.22
$N_{ailette}$	428
A_{min} (m ²)	0.7306
$R_e \times 10^{-3}$	4.36
A	0.0057
h_o (W/m ²)	167.4525
$A_{nette-m}$ (m ² /m)	0.029056
A_{ail-m} (m ² /m)	0.272141
$A_{total-m}$ (m ² /m)	0.301197
n_f	0.68
n_o	0.7112
h_i (W/m ²)	42586.85
U_{02} (W/m ² K)	113.905
F	0.95
$A_{échange}$ (m ²)	204.61
L_t (m)	679.3241
N	10
N_{tt}	453
N_{t-r}	45

Partie surchauffée :

$$Q_{H01} = F \cdot A_{o1} \cdot U_{o1} \cdot \Delta T_{m01}$$

$$Q_{H01} = \dot{m}_{R-134a} (h_2 - h_v) = \dot{m}_{air} \cdot C_{p-air} \cdot \Delta T$$

$$T_{co} = T_{ci} - \frac{Q_{H01}}{\dot{m}_{air} \cdot C_{p-air}} \quad T_{co} = 42.5 \text{ °C}$$

$$\Delta T_{m01} = 13.47 \text{ }^\circ\text{C} \quad Q_{H01} = 9.95 \text{ kW}$$

A l'aide d'un programme effectué à l'aide d'Excel où on a exécuté 200 itérations avec une erreur $|U_{i+1} - U_i| < 10^{-4}$.

Tableau 4.16. Les différents paramètres calculés dans le programme dans la partie surchauffé.

Paramètre	Résultats
L (m)	1.5
L (m)	1.2
H (m)	0.22
$N_{ailette}$	428
A_{min} (m ²)	1.33
$R_e \times 10^{-3}$	2.39
A	0.0078
h_o (W/m ² K)	125.1207
$A_{nette-m}$ (m ² /m)	0.029056
A_{ail-m} (m ² /m)	0.272141
$A_{total-m}$ (m ² /m)	0.301197
n_f	0.7351
n_o	0.7607
h_i (W/m ²)	10452.28
U_{01} (W/m ² °C)	91.55
F	0.95
$A_{échange}$ (m ²)	8.4928
L_t (m)	28.19
N	10
N_{tt}	20
N_{t-r}	2

Condenseur Assemblé :

D’après [39], si la différence entre les coefficients d’échange global des deux phases n’est pas vraiment très grande alors le nombre de tube trouvé dans la phase surchauffée est supposé comme un segment à ajouter dans le condenseur (phase condensation).

Il nous résulte de cette approche un condenseur avec les paramètres présentés dans le tableau 4.17.

Tableau 4.17. Les différents paramètres géométriques du condenseur

Paramètre	Résultats
L (m)	1.5
l (m)	1.2
H (m)	0.22
$N_{ailette}$	428
$A_{échange}$ (m ²)	213.10
L_t (m)	707.51
N	10
N_{tt}	473
N_{t-r}	47

Calcul des pertes de charges :

Calcul des pertes de charges dans la partie extérieure :

La perte totale charge totale extérieur dans l’échangeur compact à plaque plane est donnée comme suit [41] :

$$\Delta P = \frac{G_m^2}{2\rho_i} \left[f \frac{A_t}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right]$$

Où ρ est donné à T_{moy} entre l’entrée et la sortie de l’échangeur

Les paramètres aux températures moyennes sont présentés dans le tableau 4.18:

Tableau 4.18. Propriété de l'air à des différentes températures

Propriété Air	Valeur
à T=42 °C	
ρ (kg/m ³)	1.1205
à T=44 °C	
ρ (kg/m ³)	1,1135
à T=46 °C	
ρ (kg/m ³)	1,1065

$$\Delta P = 823.08 \text{ Pa}$$

Calcul des pertes de charges dans les tubes :

Calcul des pertes de charges linéaires :

- Partie surchauffée :

$$u_m = 0.813 \text{ m/s}$$

Après la division du débit sur le nombre de tube par étage on trouve :

$$R_e = 1.013 \times 10^5 \quad f = 4.53 \times 10^{-3} \quad \Delta p_1 = 1.059 \text{ kPa}$$

- Partie diphasique :

$$u_m = \frac{4 \times \dot{m}_{R134a}}{N_{t-r} \times \pi \times \rho \times d_i^2}$$

$$\rho = 1136 \text{ kg/m}^3 \quad u_m = 0.148 \text{ m/s}$$

Après la division du débit sur le nombre de tube par étage on trouve :

$$R_e = 7.611 \times 10^4 \quad f = 4.83 \times 10^{-3} \quad \Delta p_2 = 16.51 \text{ kPa}$$

- Pertes de charges linéaires totales :

$$\Delta p_t = 16.51 + 1.059 = 17.57 \text{ kPa}$$

Les pertes de charges singulières :

Les pertes de charges dues à l'entrée et à la sortie et aux coudes sont estimées par la formule suivante :

$$\Delta p = \frac{3}{4} \rho u_m^2 (N + 2) N_{t-r}$$

- Dans la partie surchauffée :

$$\Delta p_1 = 743.161 \text{ Pa}$$

- Dans la partie diphasique :

$$\Delta p_2 = 10.07 \text{ kPa}$$

- Les pertes de charges singulières totales :

$$\Delta p_t = 10.081 \text{ kPa}$$

Les pertes de charge totales dans l'échangeur :

$$\Delta p_{tt} = \sum \Delta p_t$$

$$\Delta p_{tt} = 28.38 \text{ kPa}$$

4.2.5 Dimensionnement du système de ventilation

Choix des ventilateurs :

Pour le refroidissement de la cabine on a choisi des extracteurs et un aérateur comme suit :

- ✓ Un extracteur pour les gaz brûlés qui se propagent dans la cabine.
- ✓ Un extracteur près de la source d'alimentation en GNC.
- ✓ Un aérateur pour renouveler l'air de la cabine.

Pour l'extracteur qui se trouve près des bouteilles du GNC, il ne marche pas toujours sauf pendant la période d'alimentation en gaz, son choix sera laissé en dernier.

- Le volume de la cabine :

$$V=L.l.H \quad V=4 \times 2.34 \times 2.39 \quad V=22.37 \text{ m}^3$$

D'après une recherche bibliographique [42], il est conseillé pour un banc d'essais qui contient des gaz, de prendre la valeur 60 pour le nombre de renouvellement par minute.

Donc on estime le débit volumique : $Q=22.37 \times 60=1342.2 \text{ m}^3/\text{h}$.

- ✓ Les aérateurs et les extracteurs qui correspondent ont un débit de renouvellement et d'extraction de $Q=1342.2 \text{ m}^3/\text{h}$.
- ✓ Pour l'extracteur près de la source d'alimentation en GNC on propose un extracteur qui a un débit de renouvellement de 5 fois par heure, ce qui nous donne $Q=5 \times 22.37=113.5 \text{ m}^3/\text{h}$.

4.2.6 Dimensionnement de la pompe

Comme le montre la fiche technique du constructeur du frein [43], la pression de fonctionnement du frein après le détendeur est $P=0.4 \text{ bar}$ mais pour que le détendeur puisse la réduire jusqu'à 0.4 bar il faut que la pression en amont du détendeur soit supérieur à 4 bar sinon on doit changer la tuyauterie du frein. Afin de satisfaire les besoins du frein on va choisir une pompe qui a une pression : $P_{min} = 4 \text{ bar} < P=5 \text{ bar}$.

Pour choisir une pompe il faut tout d'abord estimer les pertes de charges dans le circuit.

Les caractéristiques du circuit sont comme suit :

- ✓ Diamètre $D=25.4 \text{ mm}$,
- ✓ Nombre de coudes : 6,
- ✓ Débit volumique $Q_v=0.6848.10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$,
- ✓ Hauteur $\Delta Z=1 \text{ m}$,
- ✓ Longueur totale $L=7 \text{ m}$.

Calcule des pertes de charge :

Les pertes de charge linéaires :

Les pertes de charges sont estimées comme suit :

$$f = \frac{\Delta p}{4 \left(\frac{L}{D}\right) (\rho u_m^2 / 2)}$$

$$\text{On a : } D=25,4 \text{ mm}, u_m = 1.35 \text{ m/s}, \rho = 999.16 \text{ kg/m}^3, R_{ec} = 3.423 \times 10^4$$

$$\Delta p = 7.218 \text{ kPa}$$

Les pertes de charge singulières :

Les pertes de charge sont estimées comme suit :

$$\Delta p = \frac{3}{4} \rho u_m^2$$

Pour 6 coudes, on trouve :

$$\Delta p = 10.116 \text{ kPa}$$

Les pertes de charge totales :

$$\Delta P_t = 17.33 \text{ kPa}$$

On va présenter les pertes de charge par la hauteur manométrique H_m :

$$H_m = \frac{\Delta P_t}{\rho g} + \Delta Z$$

$$H_m = 2.76 \text{ m}$$

Les caractéristiques de la pompe :

D'après la courbe caractéristique numérisée [44], les caractéristiques de la pompe sont présentées dans le tableau 5.8 du chapitre 5.

4.2.7 Le dimensionnement de la tuyauterie

La tuyauterie du système frigorifique suit un certain critère déjà énoncé au chapitre 3.

On a un débit massique $\dot{m}_{R-134a} = 0.606 \text{ Kg/s}$.

On a d'après les tables thermiques :

Tableau 4.19. Valeur des paramètres thermodynamiques dans chaque partie de circuit frigorifique

Emplacement	Température °C	Pression (Bar)	Volume massique m^3/kg
Aspiration	15 °C	4.1253	0,051034
Refoulement	64 °C	13.129	0,016792
Condenseur-Bouteille	47.5 °C	13.129	0,00089660
Bouteille-détendeur	45 °C	13.129	0,017894

Calcul des débits volumiques et détermination des diamètres :

$$Q_v = \dot{m}_{R-134a} \times v_m \times 3600 m^3/h$$

En fonction des vitesses et du débit volumique on désigne les diamètres souhaités en utilisant les diagrammes présentés dans l'annexe 4.2, l'annexe 4.3 et l'annexe 4.4

Les débits volumiques et les diamètres seront présentés par le tableau 4.20 :

Tableau 4.20. Les débits volumiques par heure et les diamètres

Emplacement	Débit volumique m^3/h	Vitesse max	Diamètre
Aspiration	111.33	7m/s < v ≤ 15m/s	66.675 mm
Refoulement	36.63	7m/s < v ≤ 15m/s	41.275 mm
Condenseur- Bouteille	1.95	v ≤ 1.5m/s	28.575 mm
Bouteille-détendeur	39	V ≤ 1m/s	79.375 mm

CHAPITRE 5 PRESENTATION DES RESULTATS ET DISCUSSION

Ce chapitre va contenir tous les résultats obtenus d'après les calculs expliqués et détaillés dans le chapitre précédent (chapitre 4).

Tout d'abord on va commencer par présenter les résultats obtenus à partir de l'étude thermodynamique comparative des deux cycles que nous avons proposés (figure 4.1 et figure 4.2) pour choisir le système le plus efficace.

Ensuite on va présenter les résultats obtenus du dimensionnement géométrique du cycle choisi où on va estimer la fiabilité de chaque échangeur à partir des pertes de charge calculées.

Enfin, On va proposer des modèles commerciaux des éléments nécessaires pour le refroidissement de la cellule du banc d'essais et la pompe convenable à notre circuit de refroidissement de l'eau du frein. Et on va terminer notre étude par une conclusion.

5.1 Etude thermofluide comparative

Configuration 1 :

Les résultats obtenus de l'étude thermodynamique du premier système (figure 3.6) sont présentés dans le tableau 5.1 :

Tableau 5.1. Résultats thermofluide de la 1^{ère} configuration

Paramètres	Valeur
\dot{Q}_h	110.36 kW
\dot{Q}_c	85.71 kW
\dot{W}	25.78 kW
\dot{m}_{134a}	0.63 kg/s
COP	3.32
COP_{max}	5.46

Configuration 2 :

Les résultats obtenus de l'étude thermodynamique du premier système (figure 3.6) sont présentés dans le tableau 5.2 :

Tableau 5.2. Résultats thermo fluide de la 2^{ème} configuration

Paramètres	Valeur
\dot{Q}_h	102.05 kW
\dot{Q}_c	85.00 kW
\dot{W}	18.70 kW
\dot{m}_{134a}	0.606 kg/s
COP	4.54
COP_{max}	7.07

Comparaison :

D'après les résultats présentés par les deux tableaux 5.1 et 5.2 on remarque une différence importante entre les deux cycles où pour presque une même puissance frigorifique \dot{Q}_c on a :

- Une différence de puissance du compresseur de 7.08 kW.
- Une différence de puissance calorifique de 8.31 kW entre les deux systèmes.
- Une réduction remarquable de 0.024 kg/s du débit du fluide frigorigène nécessaire pour assurer l'alimentation du cycle.
- Un coefficient de performance élevé pour le second système que pour le premier où on a un coefficient de performance de 3.32 pour le premier système qui est assez faible par rapport au deuxième 4.54.

Conclusion :

Après l'étude comparative entre les deux systèmes, nous avons opté pour le choix du deuxième système pour les raisons suivantes :

- Une moindre consommation au niveau du compresseur.
- Un meilleur coefficient de performance.
- Un débit du fluide frigorigène plus faible.
- Une puissance calorifique assez faible au niveau du condenseur.

5.2 Analyse des performances des échangeursÉconomiseur :

L'économiseur est un échangeur de chaleur du type hair-pins défini comme suit (tableau 5.3) :

Tableau 5.3. Les propriétés géométriques et pertes de charges d'économiseur.

Paramètres	Valeur
d_i (Cm)	5.0
d_o (Cm)	5.4
D_i (Cm)	10.3
D_o (Cm)	10.8
L_t (m)	2.31
n_t	2
P_i (bar)	4.1253
P_o (bar)	13.192
ΔP_i (Pa)	229.11
ΔP_o (Pa)	1725.89
$\frac{\Delta P_i}{P_i}$	0.05%
$\frac{\Delta P_o}{P_o}$	0.13%
$\frac{\Delta P_i}{P_i} + \frac{\Delta P_o}{P_o}$	0.18%

Échangeur diesel :

L'échangeur diesel est un échangeur de chaleur du type hair-pins défini comme suit (tableau 5.4) :

Tableau 5.4. Les propriétés géométriques et pertes de charges d'échangeur diesel.

Paramètres	Valeur
d_i (Cm)	5.0
d_o (Cm)	5.4
D_i (Cm)	6
D_o (Cm)	6.4
L_t (m)	2.38
n_t	2
P_i (bar)	4.1253
P_o (bar)	1.013
ΔP_i (Pa)	4763.8
ΔP_o (Pa)	61.116
$\frac{\Delta P_i}{P_i}$	1.15%
$\frac{\Delta P_o}{P_o}$	0.06%
$\frac{\Delta P_i}{P_i} + \frac{\Delta P_o}{P_o}$	1.2147%

Évaporateur :

L'évaporateur est un échangeur de chaleur du type tube et calandre défini dans le tableau 5.5 :

Tableau 5.5. Les propriétés géométriques et pertes de charges d'évaporateur.

Paramètres	Valeur
d_i (Cm)	1.884
d_o (Cm)	2.666
D_i (Cm)	20.32
L (m)	2.89
N_t	32
P_i (bar)	4.1253
P_o (bar)	5.00
ΔP_i (Pa)	460
ΔP_o (Pa)	517.57
$\frac{\Delta P_i}{P_i}$	0.11%
$\frac{\Delta P_o}{P_o}$	0.10%
$\frac{\Delta P_i}{P_i} + \frac{\Delta P_o}{P_o}$	0.21%

Condenseur :

Le condenseur est un échangeur de chaleur du type batterie à ailette (compact) défini dans le tableau 5.6 :

Tableau 5.6. Les propriétés géométriques et pertes de charges du condenseur.

Paramètres	Valeur
d_i (Cm)	0.988
d_o (Cm)	1.021
L (m)	1.5
l (m)	1
H (m)	0.22
$N_{ailette}$	428
L_t (m)	751.51
P_i (bar)	13.192
P_o (bar)	1.013
ΔP_i (Pa)	28380
ΔP_o (Pa)	460
$\frac{\Delta P_i}{P_i}$	2.1%
$\frac{\Delta P_o}{P_o}$	0.1%
$\frac{\Delta P_i}{P_i} + \frac{\Delta P_o}{P_o}$	2.2%

Analyse des résultats et conclusion :

Les résultats indiqués sur les tableaux 5.3, 5.4, 5.5 et 5.6 nous montrent respectivement que :

- Au niveau de l'économiseur, on a une perte de charge totale de 0.18%.
- Au niveau de l'échangeur diesel, on a une perte de charge totale de 1.21%.
- Au niveau de l'évaporateur, on a une perte de charge totale de 0.21%.
- Au niveau du condenseur, on a une perte de charge totale de 2.2%.

Ces valeurs des pertes de charge nous montrent que notre dimensionnement est bon et que nos échangeurs sont viables.

5.3- Propositions des modèles commerciaux :Compresseur :

Pour notre système de refroidissement de l'eau du frein et du gasoil, on a besoin d'un compresseur de vapeur qui comprime le fluide frigorigène de 4.1253 bar à 13.192 bar.

Notre choix est fait à l'aide d'un logiciel (BITZER SOFTWARE V6.4.4 rev1464) de l'entreprise Allemande BITZER qui fabrique et commercialise des compresseurs qui autorisent l'utilisation du fluide frigorigène R134a.

Le compresseur proposé a les caractéristiques suivant (tableau 5.7) :

Tableau 5.7. Les caractéristiques de compresseur [45]

Modèle de compresseur.	6GE-34Y
Mode	Réfrigération et air conditionné
Fluide frigorigène	R134a
Température de référence	Point de rosée
Température d'évaporation	10.00 °C
Température condensation	50.0 °C
Fluide sous refroidi (après le condenseur)	5.00 K
Température de gaz aspiré	15.00 °C
Mode de travail	Auto
Tension d'alimentation	400V-3-50Hz
Régulateur puissance	100%
Surchauffe utilisable	100%
Pression maximale	25 bar
Puissance nécessaire du moteur	30 kW
Dimensions	640mm x 498mm x 350mm

Vanne de détente :

Pour notre système de refroidissement, on a besoin d'une vanne de détente pour détendre le fluide frigorigène de 13.192 bar à 4.1253 bar et qui peut accepter un débit de 0.606 kg/s

Pompe de circulation d'eau :

Afin de faire circuler l'eau de refroidissement du frein, du réservoir vers l'échangeur de chaleur (évaporateur) et enfin vers le frein, on a besoin d'une pompe de circulation d'eau qui assure une pression de 5 bar et un débit d'eau de $0,6848 \cdot 10^{-3} m^3/s$.

Notre choix de la pompe est fait à l'aide d'un logiciel KSB EasySelec version 7.20 :

Les caractéristiques de cette dernière est comme suit (tableau 5.8) :

Tableau 5.8. Les caractéristiques de la pompe de circulation d'eau

Hydraulique			
Débit	2,46 m ³ /h	Vitesse de rotation	965 rpm
Hauteur de refoulement	2,76 m	Puissance	0,21 kW
Rendement	8,8 %	NPSH requis	0,66 m
Diamètre effectif	140,9 mm	MEI (indice de rendement minimum)	≥ 0,60
Exécution			
Gamme	Etanorm (Frankenthal)	Construction	Pour montage sur socle
Type d'entraînement	Moteur électrique	Position axe d'arbre	Horizontale
Variante d'installation	sec		

Ventilateur :

Dans notre banc d'essais moteur, il est nécessaire d'évacuer les calories dégagées par l'ensemble à essayer et les appareils installés dans la cellule d'essais. Alors on propose deux ventilateurs qui assurent un débit égal à 1342.2 m³/h, un pour l'extraction et l'autre pour l'aération.

5.4-la disposition des éléments dans la cellule d'essais :

Puisque notre banc d'essai sera installé à l'intérieur d'une cellule de dimension bien définies, On a proposé une disposition pour les différents éléments ; échangeurs, pompe, compresseur et ventilateur).

Notre proposition est basée sur :

- Pour que la quantité de fluide frigorigène et d'eau soient les plus faibles possible
- Pour diminuer au maximum les pertes de charge.
- Pour que les conditions de travail de l'opérateur seront les meilleurs possibles
- Pour faciliter le processus d'introduction et d'enlèvement du moteur.

Pour montrer cette disposition, on a fait une conception de tous les éléments du banc d'essais y compris la cellule d'essais sous le logiciel SOLIDWORKS où on a utilisé les vraies dimensions qu'on a obtenu d'après notre calcul dans le chapitre 4.

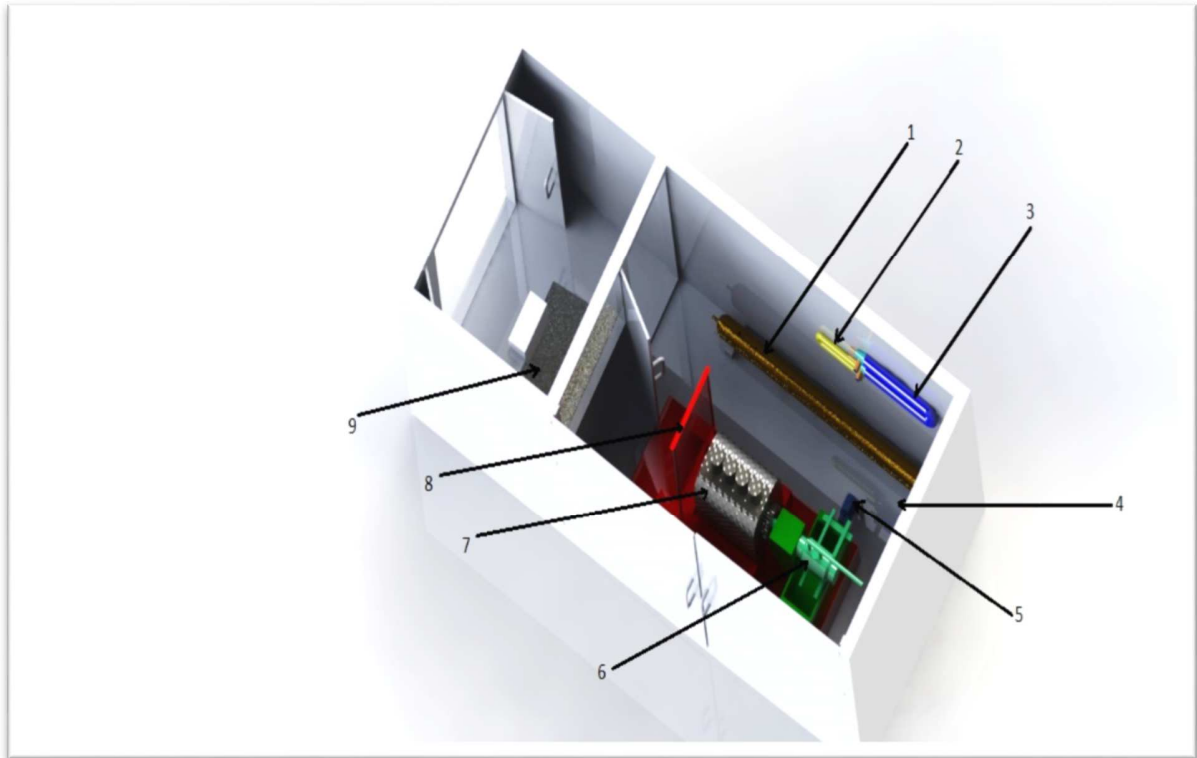


Figure 5.1 : Vue de l'intérieur de la cellule de banc d'essais

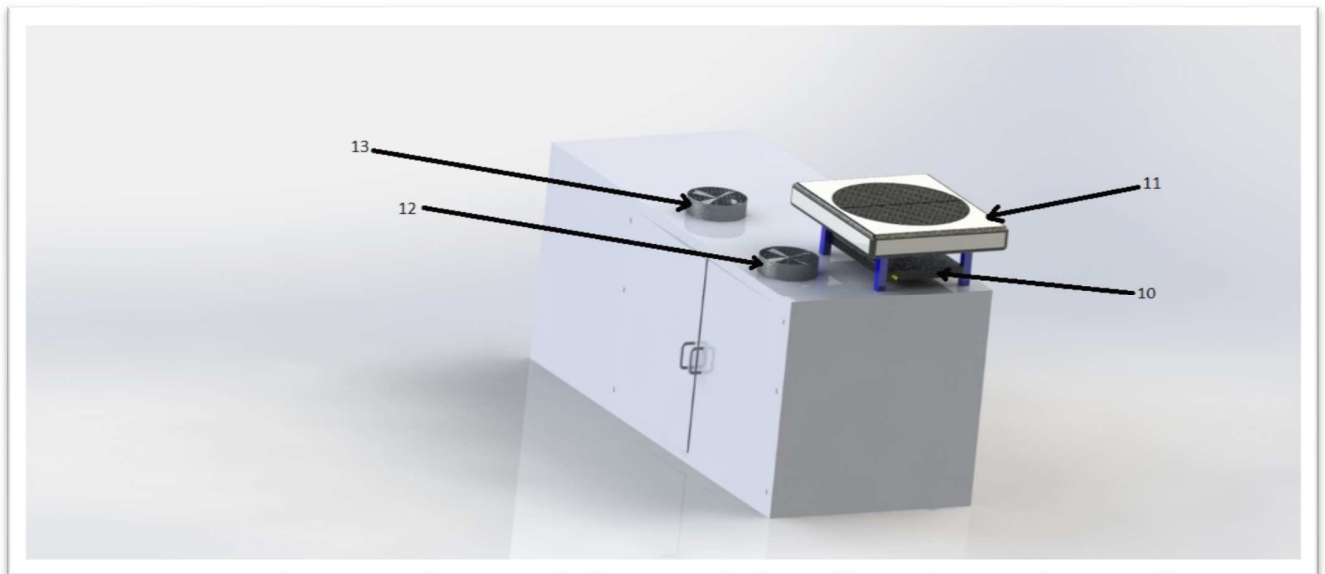


Figure 5.2 : Vue de l'extérieure de la cellule de banc d'essais

- 1 : échangeur de chaleur de type tube et calandre (évaporateur)
- 2 : échangeur de chaleur de type hair-pins (échangeur de gasoil)
- 3 : échangeur de chaleur de type hair pins (économiseur)
- 4 : emplacement de compresseur de vapeur
- 5 : Pompe de circulation d'eau de refroidissement du frein
- 6 : frein hydraulique
- 7 : moteur à essayer
- 8 : paroi de sécurité
- 9 : pupitre de commande
- 10 : condenseur
- 11 : ventilateur du condenseur
- 12 : aérateur
- 13 : extracteur

CONCLUSION GENERALE

Afin de créer une nouvelle source d'investissement, l'entreprise EMO propose en collaboration avec le Département de génie mécanique de l'ENP, la conversion des moteurs diesel en dual-fuel (gazole/gaz naturel comprimé).

Pour pouvoir effectuer la conversion, l'entreprise a besoin d'un banc d'essais moteur spécifique (alimenté en GNC et mobile).

Les responsables ont décidé de prendre l'un des bancs d'essais fixe refroidi par un système commun et le mettre dans une cellule mobile.

Notre travail s'est concentré sur le choix et le dimensionnement d'un système de refroidissement qui nous assure :

- Le refroidissement du frein hydraulique Schunk D400 d'un banc d'essais moteur.
- Le refroidissement de la cellule du banc d'essais moteur.
- Le maintien de la température du gazole d'alimentation du moteur à 15 °C.

Après une étude bibliographique approfondie sur les différents systèmes de refroidissement, nous avons choisi les systèmes suivants :

- Le refroidissement du gazole et l'eau du frein est assuré par un système frigorifique à compression de vapeur.
- Le refroidissement de la cellule est assuré par un système d'aération.

Afin d'assurer le refroidissement du frein et du gazole nous avons proposé deux solutions, et après une étude thermodynamique comparative nous avons choisi le système le plus performant qui contient les éléments suivants :

- Un économiseur et un refroidisseur du gazole du type hair pins.
- Un évaporateur de type tube et calandre.
- Un condenseur de type batterie à ailette refroidi à air.
- Un compresseur de vapeur et une pompe de circulation d'eau du frein.

Puis, nous avons procédé au dimensionnement géométrique de ces éléments.

CONCLUSION GENERALE

D'après les résultats obtenus du dimensionnement, et en faisant une analyse sur les pertes de charge, nous estimons que le système que nous avons présenté est fiable.

Par ce travail, nous estimons avoir contribué par la pose d'une pierre dans édifice national celui de contribuer à l'économie nationale et à la protection de l'environnement. Cet édifice sera réalisé conjointement par le partenariat ENP-EMO pour aller vers d'autres projets plus porteurs. Notre travail reste juste un petit jalon sur le chemin de l'amélioration d'un produit national. Nous espérons que d'autres élèves-ingénieurs prendront le relais pour optimiser ce travail et aller vers la réalisation des bancs d'essai dual-fuel et la conception et réalisation de moteurs dédiés GNC pour satisfaire les vœux de l'entreprise EMO Constantine.

BIBLIOGRAPHIE

Chapitre 1:

- [1]: Barbotti : CNG 2002, Santa Fe, Argentina, Viewed 17 March 2005, (<http://www.Barbotti.com/cng/advantage.htm>)
- [2]: G.Lewis : Compressed Natural Gas Vehicules, Surrey Health Borough Council, 2005.
- [3]: C. Caillol, G. Berardi, G. Brecq, M. Ramsbacher, P. Meunier : A simulation tool for evaluating gaz composition effects on engine performance. International Gas Research Conference, p.1-19,2004.
- [4]: A. Ibrahim, S. Bari : Optimization of a natural gas SI engine employing EGR strategy using a two-zone combustion model, Fuel, Vol.87, p.1824-1834, 2008.
- [5]: AE. Catania, S. D'Ambrosio, A. Mittica, E. Spessa : Experimental investigation of fuel consumption and exhaust emission of a 16V pent-roof engine fueled by gasoline and CNG. Society of Automotive Engineers, SAE paper no. 2001-01-1191, 2001.
- [6]: M. Frailey, P. Norton, N. Clark, D. W. Lyons : An evaluation of natural gas versus Diesel in medium-duty buses. SAE Paper 2000-01-2822, 2000.
- [7]: H. M. Cho, B.Q. He : Spark ignition natural gas engines-A review. Energy Conversion and Management, Vol.48, p. 608-618, 2007.
- [8] : K. Kato, K. Igarashi, M. Masuda, K. Otsubo, A. Yasuda, K. Takeda, et al : Development of engine for natural gas vehicle. SAE Paper 1999-01-0574, 1999.
- [9] : T. Kato, K. Saeki, H. Nishide, T. Yamada : Development of CNG fueled engine with lean burn for small size commercial van. JSAE Rev, Vol. 22, p. 365-368, 2001.
- [10]: R. Tilagone, S. Venturi : Development of natural gas demonstrator based on an urban vehicle with a down-sized turbocharged engine. Oil Gas Sci Technol-Rev IFP, Vol. 59(6), p. 581-591, 2004.
- [11]: R. L. Hoekstra, K. Collier, N. Mulling, L. Chew : Experimental study of a clean burning vehicle fuel. ht. J. Hydrogen Energy, Vol. 20, No. 9, p. 731-745, 1995.
- [12] : P. Pinchon : Futures évolutions des motorisations dans l'automobile. L'automobile du future : les technologies de l'IFP, 6 mai 2004.
- [13] : P. Einewall, P. Tunesta, B. Johansson : Lean burn natural gas operation vs. stoichiometric operation with EGR and a three-way catalyst. SAE Paper 2005-01-0250, 2005.
- [14]: W. L. Wong : Compressed natural gas as an alternative fuel in diesel engines. Report, University of Southern Queensland, 2005.
- [15]: P. Lino, B. Maione, C. Amorese : Modelling and predictive control of a new injection system for compressed natural gas engines. Engineering Practice, Vol. 16, p. 1216-1230, 2008.
- [16]: <http://www.iangv.org> : Sustainable Transport: NGVs Sourcebook for Policy-makers in Developing Cities, Report – GTZ Division 44, 2008.
- [17]: A. Bilcan. Contribution à l'étude du cycle thermodynamique de moteurs fonctionnant en dual-fuel. Thèse de doctorat, ENSTIM de Nantes , 2003.

Chapitre 2 :

- [18] : PLINT (M.) et MARTYR (A.) : Engine testing theory and practice SAE International
- [19] : BOSCH. : Mémento de thecnologie Automobile
- [20]: PLINT (M.) et MARTYR (A.) : Engine testing theory and practice. SAE International.

- [20] : M. Capot : Les principes des mesures, Pressions, débits, niveaux, températures. Publications de l'IFP, Réédition 2001.
- [21] : J. BAUDRY, J. CHOPIN : Travaux pratiques de « Mécanique Physique et expérimentale »
- [22] : R. BEAUVILLAN – J. LATY : Mesure électriques et électroniques.
- [23] : HAI VO-HO : Electronique industrielle, mesures en milieu industriel
- [24] : T. SI-RAMDANE (thèse, promotion juin 1982) : Installation d'essais et rodage moteur diesel
- [25] : Jules Burton : Pratique de la mesure et du contrôle dans l'industrie, Rééditions Dunod, 1994.
- [26] : Jean-Marie Valance : Mesure et régulation, 14ème édition, Dunod, 2007.
- [27] : Graham Fowles : Flow, Level and Pressure Measurement in the Water Industry, Butterworth-Heinemann Ltd, 2004.
- [28] : Dogan Ibrahim : Microcontroller-Based Temperature Monitoring and Control, Butterworth-Heinemann Ltd, 2002.

Chapitre 3 :

- [32]: A. R. Trott and T. Welch: Refrigeration and Air-Conditioning, Third edition.
- [33] : INSTITUT INTERNATIONAL DU FROID Organisation intergouvernementale pour le développement du froid.
- [34]: Daniel Micalef : Fundamentals of thermodynamics refrigeration,
- [35] : logiciel des tables thermodynamiques numérisé RefpropeMini
- [36] : Office fédéral de l'environnement OFEV Division Protection de l'air et produits chimiques, Suisse.

Chapitre 4 :

- [39]: Sadik Kakaç, Hongtan Liu, Anchasa Pramuanjaroenkij : Heat Exchangers _ Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition-CRC Press (2012)
- [40]: Kuehn, T. H., R.J. Couvillion, J.W. Coleman et al : "ASHRAE Handbook-Fundamentals". I-P Edition. CD-ROM. (2005).
- [41] : Fallahsohi, H. : "Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes frigorifiques contrôlés par une commande avancée", These de Doctorat, L'institut national des sciences appliquées de Lyon, pp 189 (2011).
- [42] : <http://www.onisep.fr/Ressources/Univers-Formation/Formations/Post-bac/BTS-Moteurs-a-combustion-interne>
- [43] : fiche technique du constructeur du frein Schunk.
- [44] : logiciel KSB EasySelec version 7.20

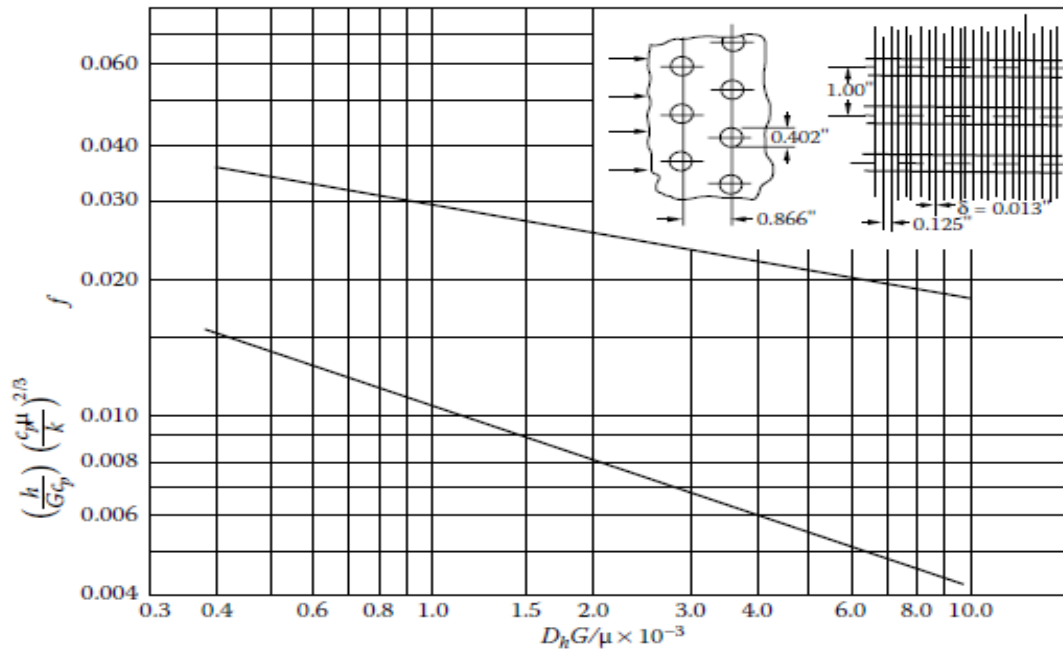
Chapitre 5 :

- [49] : BITZER Software v6.4.4 rev1464(c) 2016, BITZER, Germany. Toutes les données sans garantie

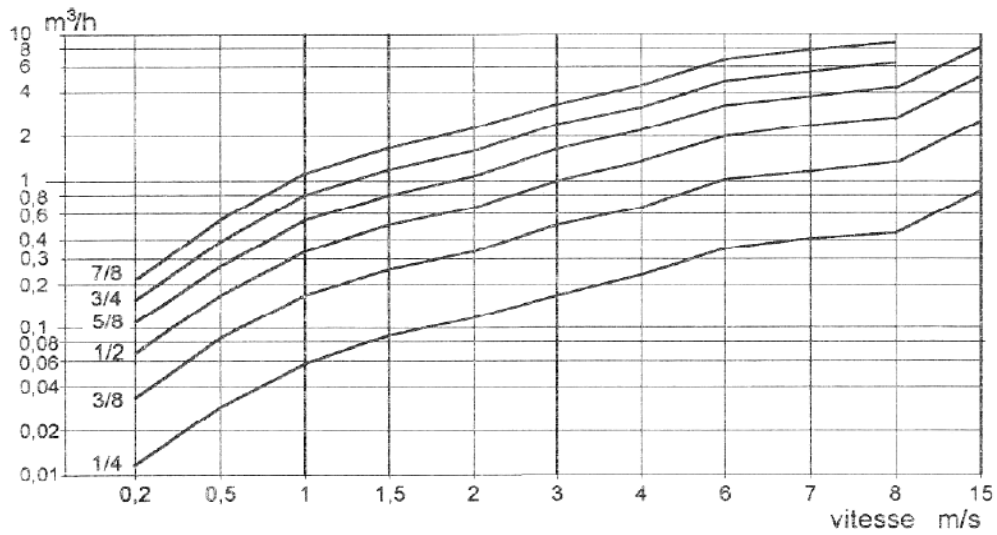
WEBOGRAPHIE :

- [29] : <http://www.installationsclassees.developpement-durable.gouv.fr/Tours-aerorefrigerantes.html>
- [30] : <http://produits.xpair.com/innovation/efficacite-energetique-refroidissement-evaporatif-economie-eau.html>
- [31] : <http://www.ef4.be/fr/pompes-a-chaleur/technique-generalites/cycle.html>
- [37]: [International Gas & Services\(http://www.igs-cymaco.be/pdf/52_fr.pdf\)](http://www.igs-cymaco.be/pdf/52_fr.pdf)
- [38] : Technique de refroidissement ET de conditionnement d'air (<http://froidclim-talange.com/images/cours/technoTTFCA/4Dimensionnementtuyauteriesd%C3%A9bit.pdf>).

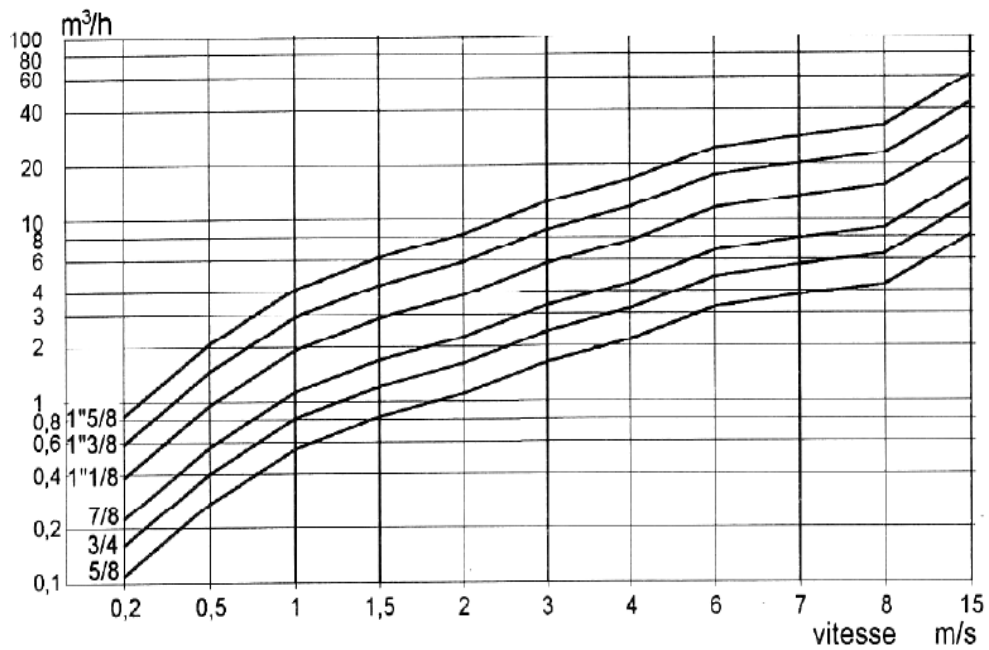
ANNEXE :



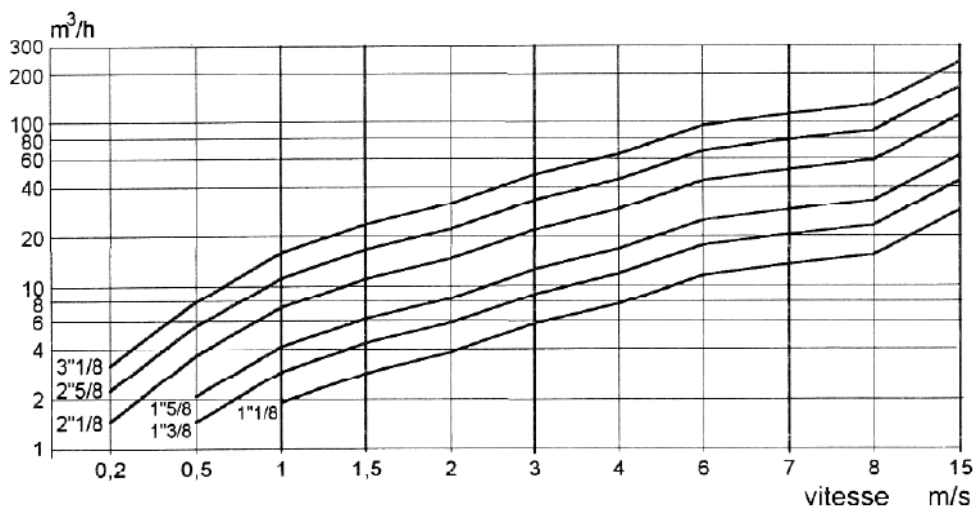
Annexe 4.2 : diagramme de coefficient d'échange de l'air en fonction du nombre de Reynolds



Annexe 4.2 : diagramme de sélection de la tuyauterie



Annexe 4.3: diagramme de sélection de la tuyauterie



Annexe 4.4: diagramme de sélection de la tuyauterie