

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique



المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
Ecole Nationale Polytechnique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

Département de Génie Mécanique

Projet de fin d'études

*En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'état
en Génie Mécanique*

Réalisé par : M. SALHI Younes

Thème :

Conception d'un banc d'essai biocarburant

Proposé et dirigé par:

M. Mohamed BEN BRAIKA

Promotion Juillet 2010

ملخص

الهدف من هذه الدراسة هو تصميم منضدة التجارب تعمل بالوقود البيولوجي. هذا العمل يتركز في سياق تحقيق بيت أخضر في المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات بالجزائر. يتناول الموضوع في المقام الأول الوقود البيولوجي ويقدم لمحة عامة عن هذا المجال.

ثم يصل الأمر إلى تصميم منضدة التجارب قادرة على استقبال كلا من محركات البنزين و الديزل التي تعمل على الوقود البيولوجي.

الكلمات المفتاحية: البيويثانول، البيوديزل، الطاقات المتجددة، منضدة التجارب، محركات، الفرامل الهيدروليكية، وصلات

Résumé

L'objectif de cette étude est de concevoir un banc d'essai biocarburant. Ce travail se situe dans le cadre de la réalisation d'une Maison Verte à l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger. Le sujet aborde en premier lieu les biocarburants et donne une vue générale relative à ce domaine.

Ensuite, il est question du dimensionnement d'un banc d'essai capable d'accueillir des moteurs essence et gazole fonctionnant aux biocarburants.

Mot clés : Bioéthanol, biodiesel, énergies renouvelables, banc d'essai, moteurs, frein hydraulique, transmission.

Abstract

The objective of this study is to conceive a biofuel test bench. This work is situated in the framework of the realization of a Green House in the National Polytechnic School of Algiers. First of all, the subject lands the biofuels and give an overview of this domain.

Then, it consists to size a test bench capable of welcoming gasoline and diesel engines working with biofuels.

Key words : Bioethanol, biodiesel, renewable energies, test bench, engines, hydraulic brake, transmission.

Je remercie avant tout Allah le tout puissant de m'avoir donné la foi, la santé et la volonté de mener à bien mon projet.

Je remercie chaleureusement mon promoteur M. Ben Braïka dont le rôle fût primordial. Au-delà de ses précieux conseils scientifiques, je retiendrai longtemps ses grandes qualités humaines, la confiance qu'il m'a accordée ainsi que sa disponibilité permanente. Sans cela, ce travail n'aurait pas la même saveur.

Je remercie aussi les membres du jury, Madame Hedoum et Messieurs Larbi et Guergueb, d'avoir pris le temps et le soin de lire mon document.

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

Enfin, j'adresse mes 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.

A ma mère, parce que je t'aime tout simplement. Tu es mon amie, ma confidente, mon refuge et tu es la seule à savoir faire fondre mes peines. Pardonne mon égoïsme et ne change jamais. Dans mon cœur, il y a une place pour toi et une place pour les autres.

A mon père, parce que petit tu m'as appris à monter à vélo. Plus tard, j'en suis tombé, tu m'as appris à y remonter. Pour cela, pour avoir fait de moi un homme et pour un million d'autres raisons, je t'aime. J'aurais beaucoup de mal, mais j'espère un jour te ressembler.

A mon frère, parce que tu es moi... en mieux. Je regrette l'époque où la vie se limitait à savoir qui battrait l'autre à PES. Depuis, on a grandi et les choses ont changé. J'espère... non, je suis sûr de toujours pouvoir compter sur toi.

A mon petit cœur, parce que tu as le plus beau sourire du monde. Le reste ne regarde que toi et moi.

A vous tous, amis et famille, parce que sans votre présence la vie ne mérite pas d'être vécue. Vous êtes si nombreux et tous si importants que je ne prendrai pas le risque d'en oublier un en dressant une liste. J'espère et je prie de ne jamais vous perdre.

« *Carpe diem quam minimum credula postero* »
“ Horace dans les Odes ”

Table des matières

Liste des figures	I
Liste des tableaux	III
Notations	IV

Introduction générale

1. Introduction	1
2. Biocarburants	3
3. Etude et contexte	6

Chapitre I : Biocarburants, étude préliminaire

I.1. Introduction	8
I.2. Historique	8
I.3. Définitions et caractéristiques	9
I.3.1. Energie renouvelable et bioénergie	9
I.3.2. Biocarburants	10
I.3.2.1. Biocarburants de première génération	11
I.3.2.2. Biocarburants de seconde génération	12
I.3.2.3. Biocarburants de troisième génération	12
I.4. Intérêts et enjeux	13
I.4.1. Biocarburants et pollution atmosphérique	13
I.4.2. Biocarburants et effet de serre	13
I.4.3. Biocarburants et biodiversité	14
I.4.4. Biocarburants et politique	15
I.5. Particularités	16
I.5.1. Atouts et avantages	16
I.5.2. Inconvénients	17
I.6. Synthèse des biocarburants	17
I.7. Conclusion	18

Chapitre II : Technologie relative à la conception de moteurs essence fonctionnant au biocarburant

II.1. Introduction	19
II.2. Bioéthanol	19
II.2.1. Production de bioéthanol	19
II.2.1.1. Bioéthanol de première génération	20
II.2.1.2. Bioéthanol de seconde génération	21
II.2.2. Caractéristiques	23
II.2.2.1. Propriétés	23
II.2.2.2. Avantages	23

II.2.2.3. Inconvénients	24
II.2.3. Utilisation	24
II.2.4. Tension de vapeur	25
II.2.4.1. Variation de la volatilité	25
II.2.4.2. Problèmes liés à la tension de vapeur	26
II.2.5. L'ETBE	26
II.2.5.1. Principe de production de l'ETBE	26
II.2.5.2. Caractéristiques de l'ETBE	27
II.2.6. Bilan énergétique	28
II.2.7. Compatibilité du bioéthanol avec les moteurs	29
II.2.7.1. Adaptations du moteur	29
II.2.7.2. Adaptations du véhicule	31
II.2.7.3. Impacts sur le contrôle moteur	31
II.2.7.4. Adaptation du fonctionnement	32
II.2.7.5. Gestion du démarrage à froid	34
II.3. Biométhanol	35
II.3.1. Caractéristiques du Méthanol	35
II.3.2. Utilisation du Méthanol	36
II.3.3. Le MTBE	37
II.4. Conclusion	38

Chapitre III : Technologie relative à la conception de moteurs diesel fonctionnant au biocarburant

III.1. Introduction	39
III.2. Biodiesel	39
III.2.1. Conversion du Biodiesel	39
III.2.2. Propriétés	41
III.2.2.1. Caractéristiques et avantages	41
III.2.2.2. Comparaison Biodiesel-Gazole	41
III.2.3. Production	42
III.2.4. Adaptations moteur	43
III.3. Alternatives	43
III.3.1. Le Diméthyl-éther	44
III.3.2. Le diesel de Fischer-Tropsch	45
III.4. Conclusion	46

Chapitre IV : Etude des appareils de mesures susceptibles d'être installés sur le banc d'essai

IV.1. Introduction	47
IV.2. Grandeurs mesurables sur banc d'essai	47
IV.2.1. Le couple	47
IV.2.2. La puissance	48
IV.2.3. La consommation spécifique	49
IV.3. Equipements	50
IV.4. Méthodes de mesure sur banc d'essai	50
IV.4.1. Mesure de la puissance effective	50
IV.4.2. Mesure du couple	51

IV.4.3. Mesure de la vitesse de rotation	53
IV.4.3.1. Appareils mécaniques	53
IV.4.3.2. Appareils électriques	53
IV.4.3.3. Appareils électroniques	53
IV.4.4. Mesure des débits de carburant	54
IV.4.4.1. Débit moyen	54
IV.4.4.1.1. Mesure volumétrique	54
IV.4.4.1.2. Mesure pondérale	54
IV.4.4.2. Débit instantané	55
IV.4.4.3. Calcul de la consommation spécifique	56
IV.4.5. Mesure des débits de gaz	57
IV.4.5.1. Compteurs volumétriques	58
IV.4.5.2. Débitmètres à pression différentielle	59
IV.4.5.3. Tube de Pitot	61
IV.4.6. Mesure des températures	62
IV.4.6.1. Thermomètres à dilatation	62
IV.4.6.1.1. Thermomètres à dilatation de liquide	63
IV.4.6.1.2. Thermomètres à dilatation de gaz	63
IV.4.6.1.3. Thermomètres à tension de vapeur	65
IV.4.6.2. Thermomètres électrique	66
IV.4.6.2.1. Thermomètres à résistance	66
IV.4.6.2.2. Thermistances	67
IV.4.6.2.3. Thermocouples	68
IV.4.7. Mesure des pressions	69
IV.5. Conclusion	70

Chapitre V : Conception du banc d'essai biocarburant

V.1. Introduction	71
V.2. Composition et éléments constitutifs du banc d'essai	71
V.2.1. Composition d'un banc d'essai classique	71
V.2.2. Spécificités du banc d'essai biocarburant	74
V.3. Choix du moteur	74
V.4. Frein	76
V.4.1. Fonctionnement	76
V.4.2. Montage du frein en balance	77
V.4.3. Stabilité de l'ensemble frein-moteur	77
V.4.4. Régime	78
V.4.5. Exemples de freins	81
V.4.5.1. Freins hydrauliques	81
V.4.5.2. Freins électriques	82
V.4.6. Dimensionnement du frein	83
V.4.6.1. Dimensionnement de l'arbre du rotor	84
V.4.6.2. Dimensionnement de l'anneau liquide	84
V.4.6.3. Dimensionnement du rotor	86
V.4.6.4. Dimensionnement de l'arbre du frein	91
V.4.6.5. Choix des roulements	94
V.5. Accouplement moteur-frein	95
V.5.1. Définition et choix d'accouplement	95

V.5.2. Accouplements élastiques PNEUMABLOC	96
V.5.2.1. Avantages	96
V.5.2.2. Caractéristiques techniques	97
V.5.3. Sélection du type d'accouplement	98
V.5.4. Fixation	98
V.6. Systèmes d'alimentation	99
V.6.1. Alimentation du frein	99
V.6.1.1. Choix de l'alimentation	99
V.6.1.2. Dimensionnement du réservoir d'alimentation	100
V.6.1.3. Dimensionnement du réservoir de refoulement	101
V.6.1.4. Installation de l'alimentation	102
V.6.1.5. Débit d'eau	102
V.6.1.6. Dimensionnement de la pompe	103
V.6.2. Alimentation du moteur	104
V.6.2.1. Alimentation en carburants	104
V.6.2.2. Circuit de refroidissement	105
V.6.3. Système d'évacuation	106
V.7. Fondation et supports	107
V.7.1. Dimensionnement de la fondation	107
V.7.2. Ensemble support moteur	110
V.7.2.1. Table en mécano-soudure	111
V.7.2.2. Choix des supports-moteur	111
V.8. Capteurs et tableau de commandes	112
V.9. Méthode d'essai	115
V.10. Conclusion	115
Conclusion générale et recommandations.....	116
Références bibliographiques	118
Annexes	121

Liste des figures

Figure 1	<i>Consommation mondiale de pétrole de 1950 à 2004</i>	2
Figure 2	<i>Répartition de la consommation de carburant dans le monde</i>	4
Figure 3	<i>Production de biocarburants en pourcentage de consommation</i>	5
Figure I.1	<i>Evolution de la production de biocarburants en France</i>	9
Figure I.2	<i>Répartition des productions d'énergies renouvelables en 2007</i>	10
Figure I.3	<i>Comparaison des émissions de gaz à effet de serre</i>	14
Figure I.4	<i>Destination de la production mondiale des céréales</i>	15
Figure I.5	<i>Compensation naturelle du CO₂ émis par les biocarburants</i>	16
Figure I.6	<i>Synthèse des biocarburants de première et seconde génération</i>	18
Figure II.1	<i>Production mondiale de bioéthanol en 2006</i>	20
Figure II.2	<i>Production d'éthanol de première génération</i>	21
Figure II.3	<i>Production d'éthanol par la voie biochimique</i>	22
Figure II.4	<i>Effet du taux d'alcool sur la tension de vapeur</i>	25
Figure II.5	<i>Principe de production de l'ETBE par éthérification</i>	26
Figure II.6	<i>Bilan des émissions de CO₂ selon l'origine du carburant</i>	28
Figure II.7	<i>Moteur 4KM de la Renault Mégane</i>	29
Figure II.8	<i>Injecteur de Peugeot 206 Bioflex</i>	30
Figure II.9	<i>Rampe d'injection de Peugeot 206 Bioflex</i>	30
Figure II.10	<i>Capteur de taux d'alcool d'une Ford Focus</i>	31
Figure II.11	<i>Procédure de détection par Peugeot</i>	32
Figure II.12	<i>Écarts sur les temps d'injection</i>	33
Figure II.13	<i>Surconsommation en fonction de la teneur en éthanol</i>	33
Figure III.1	<i>Processus de conversion du Biodiesel</i>	40

Figure III.2	<i>Méthode de trans-estérification pour la production de Biodiesel</i>	40
Figure III.3	<i>Productions et réserves mondiales en Biodiesel</i>	42
Figure III.4	<i>Principe de production du Diméthyl-éther</i>	44
Figure IV.1	<i>Variations du couple et de la puissance selon le régime</i>	49
Figure IV.2	<i>Exemple de torsiomètre</i>	52
Figure IV.3	<i>Méthode de calcul du débit instantané par orifice calibré</i>	55
Figure IV.4	<i>Mesure de débit par compteur à pistons rotatifs</i>	58
Figure IV.5	<i>Compteur à pistons rotatifs</i>	59
Figure IV.6	<i>Débitmètre à pression différentielle</i>	60
Figure IV.7	<i>Tube de Pitot</i>	61
Figure IV.8	<i>Principe de fonctionnement d'un thermomètre à dilatation de gaz</i>	64
Figure IV.9	<i>Tension de vapeur saturante en fonction de la température</i>	65
Figure IV.10	<i>Thermistances</i>	67
Figure IV.11	<i>Circuit d'un thermocouple</i>	68
Figure IV.12	<i>Forces électromotrices des différents types de thermocouples</i>	69
Figure IV.13	<i>Principe de fonctionnement d'un manomètre à tube de Bourdon</i>	70
Figure V.1	<i>Schéma d'installation du moteur en banc d'essai</i>	73
Figure V.2	<i>Moteur de notre banc d'essai (Peugeot 308 1,6 VTi 120 cv)</i>	76
Figure V.3	<i>Montage du frein en balance</i>	77
Figure V.4	<i>Stabilité de l'ensemble moteur-frein</i>	78
Figure V.5	<i>Caractéristiques de freinage en fonction du régime</i>	78
Figure V.6	<i>Exemple de diagramme d'un frein hydraulique SCHENCK</i>	80
Figure V.7	<i>Schéma d'un frein hydraulique FROUDE</i>	81
Figure V.8	<i>Schéma de frein hydraulique dynamométrique SCHENCK</i>	82
Figure V.9	<i>Frein électromagnétique SCHENCK</i>	83

Figure V.10	<i>Rayons minimum et maximum de l'anneau liquide</i>	85
Figure V.11	<i>Schéma de la forme simplifiée des aubes</i>	87
Figure V.12	<i>Détermination de la longueur des aubes</i>	89
Figure V.13	<i>Dimensionnement du rotor</i>	90
Figure V.14	<i>Forme simplifiée pour la détermination de l'arbre</i>	91
Figure V.15	<i>Charge du rotor sur les paliers</i>	93
Figure V.16	<i>Types de charges sur les roulements</i>	94
Figure V.17	<i>Accouplements élastiques PNEUMABLOC</i>	96
Figure V.18	<i>Dimensionnement du réservoir d'alimentation</i>	100
Figure V.19	<i>Dimensionnement du réservoir de refoulement</i>	101
Figure V.20	<i>Installation d'alimentation du frein</i>	102
Figure V.21	<i>Machine d'aspiration des gaz d'échappement</i>	106
Figure V.22	<i>Système d'évacuation</i>	107
Figure V.23	<i>Dimensionnement de la fondation</i>	108
Figure V.24	<i>Table en mécano-soudure</i>	111
Figure V.25	<i>Supports moteur (supports pieds)</i>	112

Liste des tableaux

Tableau II.1	<i>Caractéristiques de l'éthanol comparées à l'essence</i>	23
Tableau II.2	<i>Caractéristiques de l'ETBE</i>	27
Tableau II.3	<i>Comparaison à partir de mesures effectuées sur véhicule</i>	34
Tableau II.4	<i>Caractéristiques du Méthanol comparées à l'essence</i>	36
Tableau II.5	<i>Caractéristiques du MTBE comparées à l'essence</i>	37
Tableau III.1	<i>Caractéristiques du Biodiesel comparées au Gazole</i>	42
Tableau V.1	<i>Caractéristiques techniques des accouplements PNEUMABLOC</i>	97

Notations

PCI	Pouvoir calorifique inférieur	kJ / kg
TV	Tension de vapeur	Pa
C	Couple	Nm
P	Puissance	W
t	Temps	s
N	Vitesse de rotation du moteur	tr / mn
Cs	Consommation spécifique	W / h
C ₀	Quantité de carburant	kg
ω	Vitesse de rotation	rd / s
G	Module d'élasticité à la torsion	N / m^2
I ₀	Moment polaire	m^4
C	Consommation	kg / s
m	Masse de carburant	kg
Q _v	Débit volumique de carburant	m^3 / s
C _q	Coefficient de débit de l'orifice calibré	
s	Section de passage de l'orifice calibré	m^2
g	Gravité	m / s^2
ρ	Masse volumique	kg / m^3
Q _f	Débit de fuite	m^3 / s
P	Pression	Pa
V	Vitesse d'écoulement	m / s
T	Température	K
β	coefficient de dilatation volumique	
n	Nombre de moles	
R	Constante des gaz parfaits	$\text{J} / \text{mol K}$
R _t	Résistance électrique	Ω
α	Coefficient de variation de la résistance	
θ	Angle de déformation	°
μ	Coefficient de Poisson	

C_{max}	Couple maximal du moteur	Nm
M_t	moment de torsion	Nm
D	Diamètre de l'arbre du rotor	m
M_f	Moment de freinage	Nm
Z	Nombre d'aubes	
K_f	Coefficient de forme	
γ	Masse spécifique	N / m^3
R_1	Rayon minimum de l'anneau liquide	m
R_2	Rayon maximum de l'anneau liquide	m
R_3	Rayon extérieur du rotor	m
R_{mf}	Rayon moyen	m
F_f	Force de freinage	N
σ_r	Contrainte radiale	N / m^2
σ_t	Contrainte tangentielle	N / m^2
σ_{eq}	Contrainte équivalente	N / m^2
σ_{adm}	contrainte limite d'admission	N / m^2
l	Epaisseur de l'aube	m
L	Longueur de l'aube	m
C_r	Couple d'inertie du rotor	Nm
I	Moment d'inertie	$kg\ m^3$
M	Masse du rotor	kg
a	Distance entre deux paliers	m
M_i	Moment idéal	Nm
C	Charge dynamique des roulements	N
F	Force radiale	N
L_h	Durée de vie des roulements	h
P_{max}	Puissance maximale développée	W
R_{max}	Résistance à la rupture	N / m^2
τ	Contrainte de cisaillement	N / m^2
n	Nombre de vis	
d	Diamètre des vis	m
Q	Quantité de chaleur évacuée	cal / cv h
m	Débit massique de l'eau	m^3 / h

c	Chaleur spécifique de l'eau	J / kg K
Δt	Ecart de température	K
P_p	Puissance de la pompe	W
V_e	Volume du réservoir d'essence	m ³
V_d	Volume du réservoir de diesel	m ³
μ	Coefficient de surcharge	
a, b, c, H	Dimensions de la fondation	m

Introduction générale

1. Introduction

Le monde scientifique s'accorde aujourd'hui largement pour dire que les émissions de gaz à effet de serre, liées à l'ensemble des activités humaines, notamment le recours croissant aux énergies fossiles, représentent un risque grave pour l'environnement et la société. Une augmentation moyenne de la température mondiale de plus de 2°C aurait des conséquences dramatiques sur l'équilibre planétaire; des changements de températures entraînant la multiplication des catastrophes naturelles avec des amplitudes de plus en plus fortes, les productions agricoles en danger, des précipitations à forte variabilité, l'élévation du niveau des mers liée à la fonte des calottes glaciaires...etc.

La répartition inégale des réserves de gaz et de pétrole à travers le monde combinée à la rareté de ces ressources dans les années à venir constitue une véritable menace pour l'humanité. Les principales réserves se situent dans des régions instables sur le plan économique et politique (Moyen Orient, Russie). Ceci influe considérablement sur le cours du pétrole notamment, trop de variables entrant en jeu pour garantir des prévisions justes sur le long terme. D'autre part, au rythme actuel de consommation, ces réserves ont une disponibilité d'exploitation n'excédant pas 40 ans.

Face à ces deux défis indissociables et majeurs, le monde doit prendre des mesures drastiques et efficaces en matière d'environnement et d'énergie. L'ensemble des actions qui devraient être engagées plaident pour la mise en place d'instruments efficaces et de solutions nouvelles sur l'ensemble des secteurs économiques et technologiques. Le but visé est la réduction des consommations énergétiques et la promotion des énergies propres [1].

Les différents protagonistes (scientifiques, économistes, politiques...) ont pris le soin d'analyser les différents ordres d'avancement possibles. Pour limiter le réchauffement de la planète par exemple, plusieurs actions ont été engagées par la communauté internationale :

- En 1992, une Convention Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques (CCNUCC) a vu le jour lors du sommet de la terre à Rio de Janeiro.
- En 1997, les pays membres de la Convention ont adopté le protocole de Kyoto. Ce dernier fixe des valeurs limites juridiquement contraignantes pour les émissions de gaz à effet de serre des pays industrialisés [2].

- Plus récemment, les membres de la Convention se sont de nouveau réunis à la conférence de Copenhague en 2009 pour tenter d'apporter de nouvelles solutions.

Depuis de nombreuses années, des mesures en tous genres ont été prises pour diminuer la dépendance continue aux énergies fossiles. De nombreux projets d'économie d'énergie ont vu le jour. Ainsi, afin de protéger dans le temps leur ressource, les Etats-Unis ont réduit leur production de pétrole de 10,58 millions de barils par jour en 1985 à 7,45 millions en 2003. D'autre part, d'innombrables campagnes de sensibilisation citoyenne ont ainsi visé à alerter sur la nécessité de réaction par la base.

Néanmoins, malgré toute cette quantité d'efforts entrepris, la consommation en énergies fossiles reste en permanente augmentation. Il apparaît donc obligatoire et urgent d'avoir recours à des technologies nouvelles, ou du moins à améliorer celles existantes déjà.

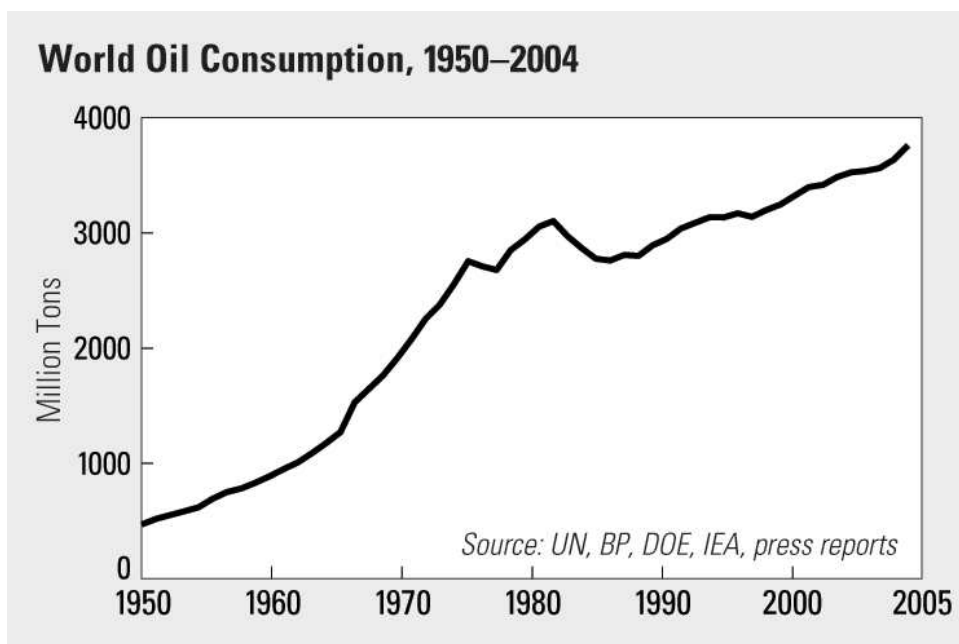


Figure 1 : Consommation mondiale de pétrole de 1950 à 2004 [4]

Comment faire en sorte de diminuer la dépendance au pétrole ? Où trouver des solutions alternatives aux énergies fossiles ? Comment protéger l'environnement tout en maintenant le fonctionnement des industries ?

C'est toutes ces questions et bien d'autres encore sur lesquelles scientifiques et chercheurs ont usé et usent encore toute leur énergie. Une des réponses proposées est le recours aux biocarburants. Et c'est justement le vaste domaine touchant à ces derniers que nous nous proposons d'explorer dans notre étude.

2. Biocarburants

L'idée de produire des carburants à partir de matières premières renouvelables n'est pas nouvelle. De fait, les carburants des débuts de l'automobile, dans la période avant l'ère du pétrole, étaient d'origine végétale tant en Europe qu'aux Etats-Unis. Il suffit de rappeler qu'à l'Exposition Universelle de Paris en 1900 un moteur diesel fonctionnait à l'huile d'arachide, que les autobus parisiens utilisaient avant la guerre de 1914 de l'alcool dénaturé, et qu'aux Etats-Unis la Ford T fonctionnait également à l'alcool.

L'usage des biocarburants, qui était resté relativement faible pendant la période de l'entre deux guerres, s'est développé pendant la seconde guerre mondiale, faute de disposer de pétrole. Ceci notamment en Afrique (utilisation d'huiles végétales pour alimenter les moteurs diesels) et en Europe (utilisation d'éthanol pour alimenter les moteurs des voitures automobiles).

Après la guerre, les biocarburants n'ont pas connu de développements significatifs et ont même disparu du marché dans les années soixante, par suite de l'abondance et du prix peu élevé du pétrole. Il a fallu attendre les deux chocs pétroliers de 1973 et 1979 et la flambée des cours pour qu'ils redeviennent d'actualité. Il est alors devenu clair que le marché énergétique pouvait constituer un débouché important pour les produits agricoles. Toutefois le fait que le prix de revient des biocarburants soit très supérieur à celui des carburants d'origine fossile restait un obstacle majeur, même si cet écart de prix s'atténuait en cas d'augmentation des prix du pétrole.

La relance des biocarburants, initiée à partir du début des années 1990, s'est bâtie à partir de deux politiques qui, bien que déconnectées au moment de leur lancement, se sont complétées au fur et à mesure de leur déroulement :

- La lutte contre l'effet de serre.
- Le soutien des gouvernements au démarrage d'une nouvelle filière industrielle allant dans le sens d'une plus grande indépendance énergétique [3].

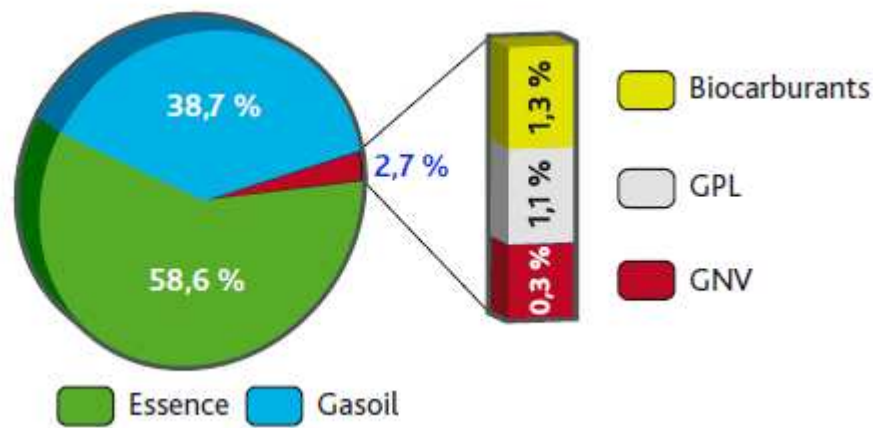


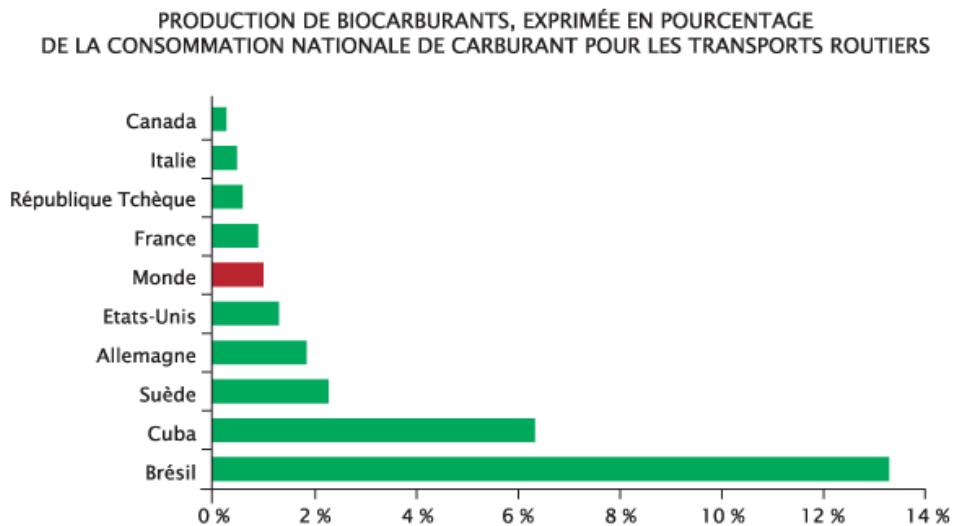
Figure 2 : Répartition de la consommation de carburant dans le monde [3]

La fabrication de biocarburants suscite toujours de nouvelles controverses. Des conflits d'utilisation peuvent survenir lorsque des plantes sont cultivées non pas à des fins alimentaires, mais en vue de produire de l'énergie. Ces conflits ont contribué en 2007 à la pénurie de maïs et ont été en partie responsables de la forte hausse des prix des tortillas au Mexique ainsi que des révoltes provoquées par la faim dans plusieurs villes du sud. Outre la production de bioéthanol, d'autres facteurs tels que la sécheresse en Australie et en Ukraine, les inondations dans certaines régions d'Afrique ainsi que la nette augmentation des prix du pétrole et la demande accrue d'aliments pour bétail dans les pays nouvellement industrialisés ont également joué un rôle prépondérant.

Comme précisé précédemment, la part d'intérêt portée aux biocarburants dépend de nombreux facteurs. Ils sont susceptibles d'influer largement sur leur compétitivité économique. Les cours des matières énergétiques ainsi que des matières premières agricoles sont les principales variables régulant le marché des biocarburants. D'autres exemples peuvent être cités : ainsi la forte chute qu'a connu le cours du pétrole combiné à la hausse du marché du sucre au début des années 1990 a dirigé la production de canne à sucre vers le marché alimentaire et a entraîné une pénurie de bioéthanol [5].

Les enjeux agricoles sont donc essentiels dès que l'on aborde le sujet des bioénergies. Et la complexité de la mise en œuvre des politiques énergétiques tient au fait que l'agriculture intensive est aujourd'hui perçue autant comme une véritable manne énergétique et alimentaire, que comme un péril écologique et une atteinte à la biodiversité.

Il est primordial de souligner le rôle gouvernemental joué dans la production des biocarburants. Selon les données énergétiques et agricoles des pays, les politiques mises en œuvre diffèrent. Les états qui ont historiquement encouragé leur production dominent le marché mondial et comptent les meilleures pénétrations de biocarburants actuellement. A ce titre le Brésil est le champion de la production d'éthanol (à partir de canne à sucre), sa production atteignait 8,2 Mtep (Tonne d'équivalent pétrole : unité d'énergie économique égale au pouvoir calorifique d'une tonne de pétrole) en 2005, sur un total mondial de 20 Mtep, tous biocarburants confondus. Ensuite viennent les Etats-Unis avec 7,5 Mtep d'éthanol (à partir de maïs). L'Union Européenne, en revanche, est le plus gros producteur de biodiesel avec 2,5 Mtep en 2005. Les pays moins industrialisés ont eux aussi investit dans l'utilisation des biocarburants à des niveaux plus basiques. Citons par exemple la production d'énergie électrique à partir d'huile de coton dans certains pays subsahariens [2].



Source : F.O. Licht (2006) et AIE

Figure 3 : Production de biocarburants en pourcentage de la consommation nationale [3]

3. Etude et contexte

Dans le but d'apporter notre contribution à l'étude des biocarburants, nous avons comme projet la conception d'un banc d'essai fonctionnant au biocarburant. La réalisation d'une telle entreprise n'est pas chose aisée : d'importants moyens doivent être mis en œuvre dans le but de voir le projet prendre forme.

Il se trouve qu'un contexte idéal s'offre à nous dans ce but. L'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger, au sein de laquelle ce projet de fin d'études est présenté, est à l'avant-garde dans le développement des énergies renouvelables en Algérie. Des projets dans le domaine ont déjà vu le jour au sein de l'Ecole notamment l'utilisation d'énergie solaire et sa transformation en énergie électrique.

Mais aujourd'hui un projet de plus grande envergure encore est en train de voir le jour. L'Ecole Nationale Polytechnique se propose de construire une Maison Verte à l'intérieur même de l'institution. Une maison dédiée aux énergies renouvelables, à l'étude de l'environnement ainsi qu'à son respect. L'étude des biocarburants étant une partie primordiale dans le domaine, il s'agit pour nous du contexte parfait dans la réalisation du projet voulu.

Le domaine de développement des biocarburants est encore largement restreint et d'immenses progrès sont envisageables dans un futur proche, l'objectif de notre travail est de contribuer à l'étude des biocarburants de base, leur conversion ainsi que leur adaptation sur banc d'essai. Nous verrons aussi les technologies nécessaires à leur application effective. Nous nous pencherons sur les adaptations obligatoires à leur fonctionnement.

Dans le premier chapitre, on présentera une étude préliminaire spécifique aux biocarburants. De leurs caractéristiques à leurs enjeux, en passant par leur évolution, on examinera minutieusement tous les éléments s'y rapportant.

Dans les deuxième et troisième chapitres, on s'intéressera aux technologies relatives aux moteurs fonctionnant aux biocarburants. Ces derniers diffèrent des moteurs classiques et une adaptation est nécessaire. C'est cela que l'on examinera en prenant le soin de nous attarder sur les moteurs essence et diesel.

Dans le quatrième chapitre, il s'agira de nous pencher sur les différents appareillages et mesures utilisés sur notre banc d'essai. Toutes les caractéristiques relatives au fonctionnement du moteur choisi devront pouvoir être lues et analysées. Nous détaillerons les appareils et équipements nécessaires à cela.

Enfin, dans le cinquième chapitre, nous serons en mesure d'aborder la partie conception du projet. Nous choisirons l'installation adéquate pour la réalisation du banc d'essai et déterminerons les meilleurs dimensionnements possibles en matière de frein, d'accouplements, de support, de réservoir...

Chapitre I

Biocarburants, étude préliminaire

I.1. Introduction

L'inconstance des prix du pétrole a toujours suscité l'intérêt des hommes politiques, des médias, de l'opinion publique sur les biocarburants, intérêt déjà justifié pour des raisons de diversification des approvisionnements énergétiques, mais aussi pour leur contribution à une réduction des émissions de gaz à effet de serre du secteur des transports. L'idée n'est pas nouvelle : c'était une réalité au milieu du 20^{ème} siècle déjà où l'éthanol assurait près de 10 % de la consommation de carburant. A cette époque, on retrouvait déjà les questions de la valorisation des surplus agricoles et de l'utilisation des terres cultivables. Signe des progrès scientifiques, ce problème est allé en s'accroissant avec le développement des rendements et productivités, en dépit de l'augmentation de la population.

La filière des biocarburants se trouve à la croisée de problématiques diverses et parfois contradictoires : agricoles, énergétiques, environnementales, industrielles, fiscales, voire diplomatiques. C'est pourquoi les biocarburants donnent lieu à des débats passionnés : la panacée pour les uns, une solution mineure pour les autres. La réalité se trouve à l'évidence au milieu [6].

I.2. Historique

En 1899, Rudolph Diesel (Ingénieur franco-allemand inventeur du moteur à combustion interne qui porte son nom) présentait son nouveau moteur à Paris. Celui – ci fonctionnait à l'huile d'arachide.

« L'utilisation des huiles végétales comme carburant peut paraître insignifiante aujourd'hui. Mais ces huiles pourraient devenir, à terme, aussi importantes que les produits du pétrole et du goudron de charbon ». R. Diesel, 1912.

Il est intéressant de noter que la conception du moteur Diesel était prévu à l'origine non pas pour tourner avec du gazole mais pour fonctionner avec des huiles végétales. D'ailleurs son inventeur avait choisi comme premier nom à son moteur « Moteur à l'huile ».

Le recours aux carburants d'origine végétale n'est pas quelque chose de récent. Il faudra néanmoins attendre près d'un siècle depuis leur utilisation dans un moteur à combustion interne pour voir les biocarburants prendre véritablement leur envol. Ils sont apparus au Brésil dans les années 1970 tandis qu'en Europe, leur histoire a commencé par la mise en place d'une politique agricole commune en 1992. Enfin, la double combinaison des crises pétrolières et environnementales ont remis les biocarburants à l'ordre du jour à l'amorce du 21^{ème} siècle [2].

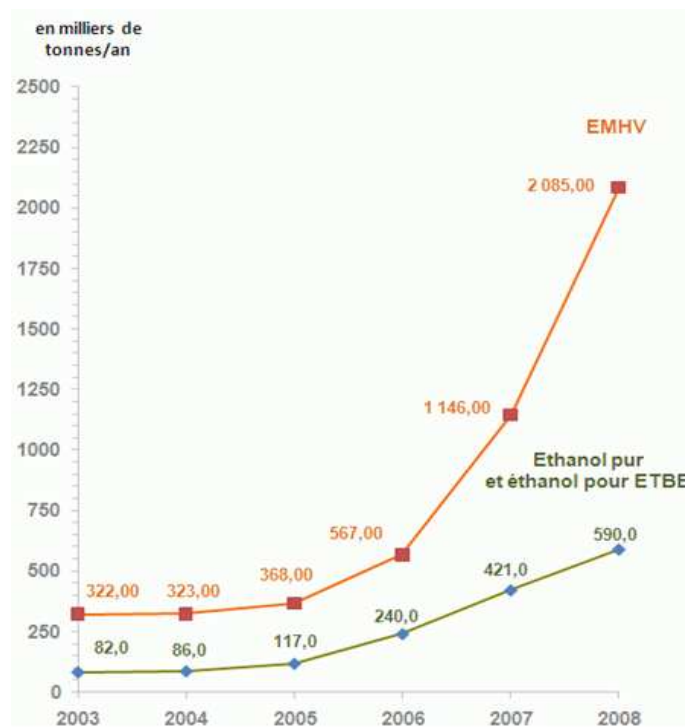


Figure I.1. Evolution de la production de biocarburants en France [7]

I.3. Définitions et caractéristiques

I.3.1. Energie renouvelable et bioénergie

« Quoi de plus séduisant qu'une énergie produite sur place, essentiellement grâce à une photosynthèse alimentée par le soleil et l'eau, et offrant des possibilités d'emplois et de développement ? ». M. Karlsson (président de UN-Energy et co-auteur du rapport « Bioénergie durable : un cadre pour les décideurs »), 2007.

L'énergie renouvelable est une énergie produite à partir de sources indéfiniment renouvelables (hydraulique, solaire, éolienne), ou issue de combustibles renouvelables (biomasse produite de manière durable). La bioénergie provient de la biomasse, soit de tout type de plante ou d'animal. Elle comprend la production de chaleur et d'électricité, ainsi que des biocarburants destinés aux transports.

Le caractère renouvelable d'une énergie dépend de la vitesse à laquelle la source se régénère, mais aussi de la vitesse à laquelle elle est consommée. Le pétrole ainsi que tous les combustibles fossiles ne sont pas des énergies renouvelables, les ressources étant consommées à une vitesse bien supérieure à la vitesse à laquelle ces ressources sont naturellement créées [1].

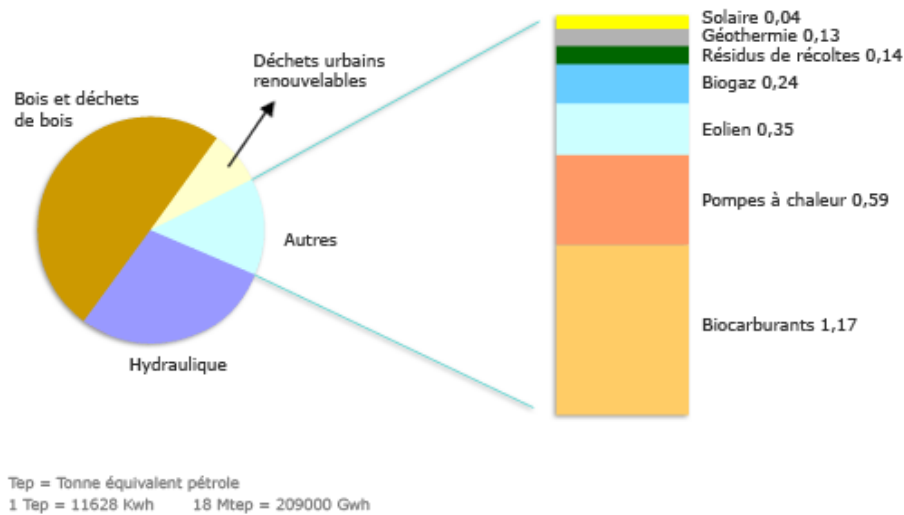


Figure I.2. Répartition des productions d'énergies renouvelables en France en 2007 [7]

I.3.2. Biocarburants

Étymologiquement, un biocarburant (du grec bios, qui signifie vie, vivant, et du latin carbo, qui signifie carbone, charbon) est un carburant liquide produit à partir de plantes cultivées et suivant les filières, à base d'huile ou d'alcool. Les carburants gazeux ou solides obtenus à partir de biomasse végétale ou animale peuvent être considérés comme des biocarburants (méthane ou charbon de bois).

Différentes méthodes de production, appliquées à divers types de matières organiques, engendrent plusieurs variétés de biocarburants présentant des caractéristiques particulières. Les deux principales sources utilisées pour créer des biocarburants destinés au transport sont la biomasse agricole et la biomasse forestière. Les biocarburants produits actuellement incluent notamment l'éthanol, le biodiesel, l'éthyl tertio butyl éther (ETBE) et le butanol.

La production mondiale de biocarburants a atteint 62 milliards de litres en 2007, soit environ 1,8 % de la consommation mondiale totale de carburants. La plupart des biocarburants sont utilisés dans les automobiles et les camions. On peut également y recourir dans les transports ferroviaires et aériens, bien que ces emplois soient moins fréquents.

I.3.2.1. Biocarburants de première génération

Les biocarburants de première génération sont produits à partir d'amidon ou d'huile végétale provenant de graines de blé, de colza ou de tournesol. Les matières premières utilisées pour produire ce type de biocarburant peuvent être utilisées dans une chaîne alimentaire animale ou humaine; par conséquent ils entrent en concurrence directe avec celle-ci. De plus, le bilan énergétique et les émissions de CO₂ liés à la production de cette génération de biocarburant ne sont pas toujours très favorables à cause notamment de l'énergie nécessaire à leur extraction (par exemple : chauffage pour la distillation du bioéthanol).

Il existe aujourd'hui trois catégories principales de biocarburants exploités, les huiles végétales, les alcools et le biogaz :

- Pour la filière « Huiles », les combustibles sont obtenus à partir de cultures de plantes oléagineuses - des plantes qui peuvent fournir de l'huile -, essentiellement le colza, le tournesol et le palmier à huile.
- Pour la filière « Alcool », les combustibles sont obtenus à partir d'alcools (méthanol, éthanol). Les cultures concernées sont celles qui peuvent fournir des matériaux capables de fermenter pour donner un alcool. Toutes les cultures sucrières sont donc éligibles (betterave, canne) mais aussi celles qui donnent de l'amidon (le blé par exemple), lequel par hydrolyse produit ensuite du sucre.

- Pour la filière « Biogaz », l'obtention se fait à partir du méthane contenu dans le biogaz (de 50% à 90%, le reste étant essentiellement du CO₂ et de la vapeur d'eau). Le biogaz est ce qui résulte de la fermentation, hors de la présence d'oxygène, de n'importe quel matériau organique : déchets alimentaires, déchets de bois, paille, produits des cultures... [8]

I.3.2.2. Biocarburants de seconde génération

La production de la seconde génération de biocarburants peut être réalisée à partir d'une variété importante de cultures non alimentaires. Il s'agit notamment de la biomasse des déchets, des tiges de blé, de maïs, de bois et de cultures de biomasse fibreuse. Ces biocarburants (aussi appelés « 2G ») peuvent être produits selon deux voies : enzymatique ou thermochimique.

Les produits finaux peuvent être du bioéthanol, du biodiesel, du bio hydrogène ou du biogaz. A l'heure actuelle, les procédés de type gazéification manquent encore de référence et de retour d'expériences industrielles. Cette génération de biocarburant ne permettrait pas encore de couvrir l'ensemble des besoins en carburant.

I.3.2.3. Biocarburants de troisième génération

Les recherches spécifiques aux biocarburants dits de troisième génération en sont encore à leurs prémices. Ils sont principalement produits par des microalgues. Celles-ci subissent différentes transformations pour être valorisées en biocarburant. Elles peuvent contenir des sucres et ainsi être fermentées en bioéthanol ou méthanisées pour produire du biogaz.

Le rendement et la production de ces microalgues peuvent être supérieurs aux végétaux terrestres du fait d'un taux de photosynthèse plus important, d'une culture annuelle et de concentration en CO₂ plus importante. En effet, le CO₂ peut être capté par exemple dans les fumées de centrales thermiques ou d'incinérateurs. Ceci n'a pour l'instant que valeur de projet car la mise en œuvre industrielle de la production de biocarburant à partir de microalgues reste à démontrer.

I.4. Intérêts et enjeux

L'intérêt pour les biocarburants a commencé à se développer réellement au début des années 1990. A cette époque, la prise de conscience de la responsabilité des activités humaines sur le réchauffement climatique et le désir de réduire la dépendance vis-à-vis des importations de pétrole semblaient se conjuguer pour en faire une solution à de nombreux maux.

Ils semblaient également offrir une opportunité de diversification pour les exploitations agricoles et un complément de revenus pour les agriculteurs. Mais une analyse détaillée de l'impact des biocarburants sur ces questions et quelques autres montre que les choses ne sont pas si simples [3].

I.4.1. Biocarburants et pollution atmosphérique

La pollution liée à l'usage des biocarburants dans les transports est moindre que pour les carburants fossiles car ils ne contiennent pas de plomb et peu ou pas de soufre. Leur forte teneur en oxygène améliore la combustion des carburants lorsqu'ils sont utilisés en mélange avec des carburants fossiles. Il en résulte une réduction des émissions de particules, de monoxyde de carbone et de polluants. Mais cette teneur en oxygène favorise la formation d'oxydes d'azote et d'aldéhydes, responsables des smogs. Malgré un intérêt pour la diminution des émissions de gaz à effet de serre en sortie de moteur, la prise en compte de l'impact de la globalité de la filière de production des biocarburants montre qu'ils sont responsables d'une pollution plus élevée que certaines études ne le disent [8].

I.4.2. Biocarburants et effet de serre

Plusieurs études ont tenté de quantifier la réduction des émissions de gaz à effet de serre induite par l'utilisation des biocarburants. Le nombre de paramètres à prendre en compte sur la totalité du cycle de vie du produit (espèce, lieu de production, usage plus ou moins intensif d'intrants...) est complexe et il est difficile d'évaluer de manière certaine l'impact des biocarburants.

Une étude réalisée en 2002 pour le compte de l'ADEME (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie), et qui a longtemps été la seule référence publiée indiquait que l'éthanol produit en France à partir de blé et de betterave rejeterait 2,5 fois moins de CO₂ que l'essence et que ce facteur serait de 3,3 pour le biodiesel par rapport au Diesel. Ces chiffres ont été confirmés par d'autres études [7].

Il faut néanmoins souligner la difficulté à offrir des chiffres totalement corrects de par le nombre de paramètres à utiliser dans les calculs. C'est pour cette raison qu'il est apparu par la suite une série d'études venues contredire les précédentes. En France par exemple, une étude réalisée en 2006 par le RAC (Réseau Action Climat) et l'association EDEN (Energie Durable en Normandie) invalide les résultats de l'étude de l'ADEME de 2002 en remettant notamment en cause l'intérêt des biocarburants vis-à-vis du changement climatique.

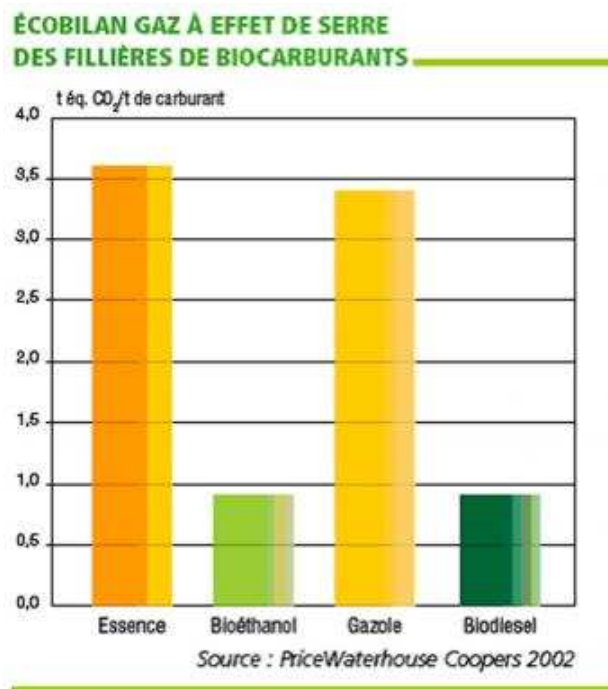


Figure I.3. Comparaison des émissions de gaz à effet de serre

I.4.3. Biocarburants et biodiversité

Aujourd'hui, les cultures énergétiques industrielles utilisent les surfaces en jachère. Mais la disparition de ces surfaces au profit de cultures énergétiques a un impact très négatif sur l'équilibre écologique des plaines céréalières. En effet, les jachères représentent souvent

les derniers refuges pour la faune dans ces milieux. D'autre part, les surfaces en jachère ne seront pas suffisantes pour répondre aux objectifs de développement de la filière. Cette pénurie de surface va entraîner une compétition d'usage avec les surfaces destinées à la production alimentaire.

C'est ce qui est déjà observé dans certains pays producteurs de biocarburants comme le Mexique. En effet, la compétition entre les productions de maïs alimentaire et de maïs énergétique destiné au marché des Etats-Unis, où le bioéthanol connaît un engouement sans précédent, a créé une situation de pénurie et entraîné une envolée des prix de l'aliment de base de la population conduisant à des émeutes. Cette situation incite également certains pays comme la Malaisie à précipiter des catastrophes écologiques en accélérant la déforestation pour rendre disponibles des surfaces supplémentaires destinées aux palmiers à huile. Il est nécessaire de pouvoir maîtriser la compétition entre besoins alimentaires et énergétiques [9].

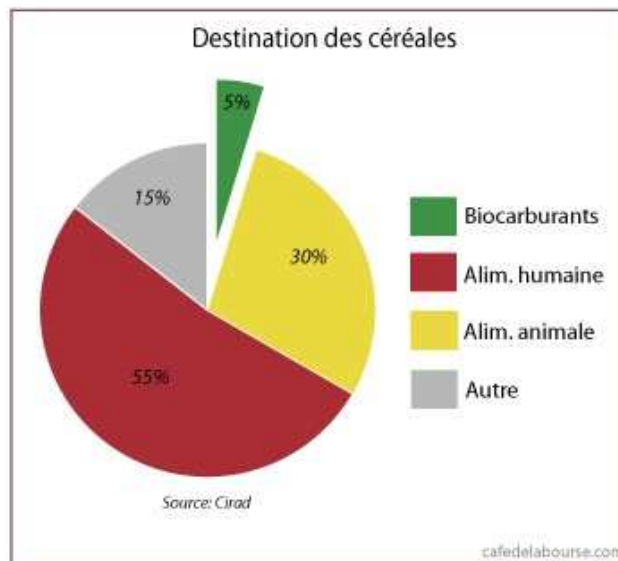


Figure I.4. Destination de la production mondiale des céréales

I.4.4. Biocarburants et politique

Les filières industrielles propres aux biocarburants (bioéthanol et biodiesel) se sont largement développées dans le monde grâce à une volonté politique certaine (soutiens aux grandes entreprises, contribution à la recherche, exonération d'impôts...). Les innombrables tensions géopolitiques et économiques de plus en plus fortes autour du pétrole ont entraîné un

développement extrêmement rapide et incontrôlé des biocarburants. Cette situation a fait émerger de nouveaux débats et de nouvelles controverses à tel point que tout le monde reconnaît désormais au moins qu'ils ne constituent pas une solution miracle à la hauteur des enjeux [1].

I.5. Particularités

I.5.1. Atouts et avantages

En dehors de l'apport indéniable des biocarburants comme solution alternative aux énergies fossiles, le cycle de fonctionnement d'un système incluant ces derniers gagne à tout point de vue. Ils sont notamment utilisés comme additifs de carburants traditionnels dans le but d'amélioration de qualité. Néanmoins c'est l'aspect purement environnemental qui pourrait bénéficier le plus concrètement d'un atout spécifique aux biocarburants : la réduction conséquente d'émissions de CO₂. Les biocarburants ont cet avantage immense d'être issus de la biomasse. Celle-ci étant à l'origine de la matière végétale, le CO₂ dégagé dans l'atmosphère sera ensuite recyclé par le phénomène de photosynthèse.

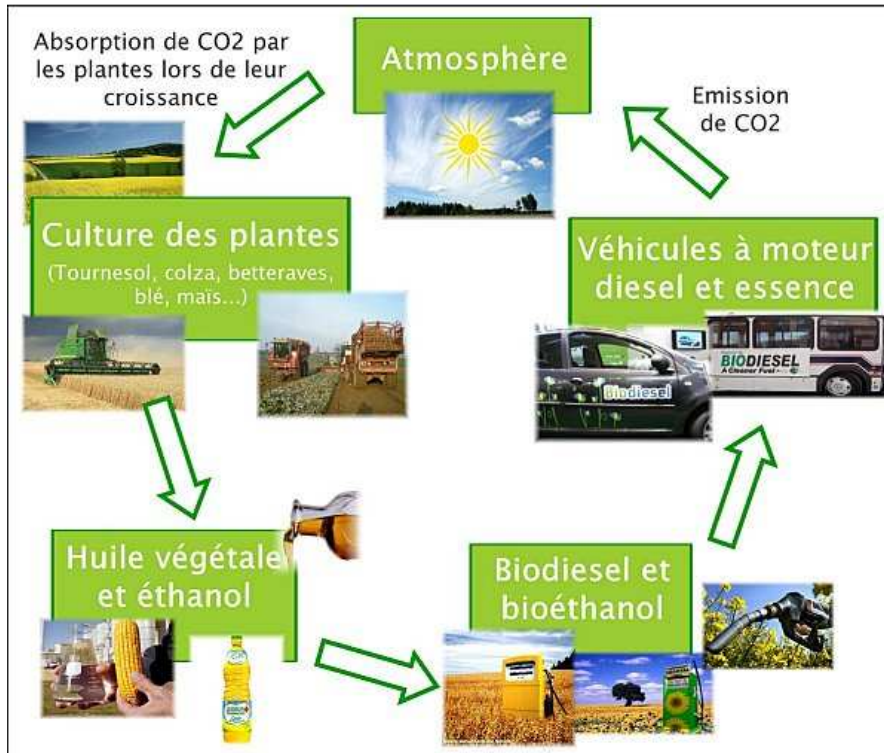


Figure I.5. Compensation naturelle du CO₂ émis par les biocarburants [7]

Une grande part de la communauté scientifique juge le recours aux biocarburants comme une réponse probante au respect des limites et contraintes environnementales fixées par les traités internationaux, notamment le protocole de Kyoto.

I.5.2. Inconvénients

Même s'il répond à des coûts de matières premières extrêmement changeants, de manière générale, le coût de production des biocarburants est supérieur à celui des carburants fossiles. Ceci, à quelques exceptions près (le Brésil, de par son expérience dans le domaine, affiche des coûts particulièrement bas en ce qui concerne l'éthanol).

Un autre élément à prendre en considération dans notre étude est celui concernant le rendement. Pour les biocarburants de première génération, les rendements à l'hectare restent encore très faibles. Ils varient d'un domaine allant de 1 tep à l'hectare et ne dépassant pas les 4 tep à l'hectare pour l'éthanol provenant de la canne à sucre. Il est toutefois nécessaire de noter que les biocarburants de seconde génération possèdent des rendements plus élevés, or leur maîtrise scientifique n'est pas encore définitivement au point.

D'autre part, il a été mentionné précédemment que la production des biocarburants devait tenir compte de certaines contraintes agronomiques. De ces contraintes a vu le jour une compétition néfaste avec la filière alimentaire pour l'utilisation des surfaces agricoles [10].

I.6. Synthèse des biocarburants

De biomasse à biocarburant, un nombre d'étapes important est nécessaire. Ces étapes diffèrent largement selon la biomasse originelle, les matières utilisées et le produit final. Il est aussi primordial de remarquer les différences entre les biocarburants de première et de seconde génération.

Dans le cadre de notre projet, nous examinerons plus en détails certains types de biocarburants. Mais en premier lieu, voici un diagramme concernant leur synthèse.

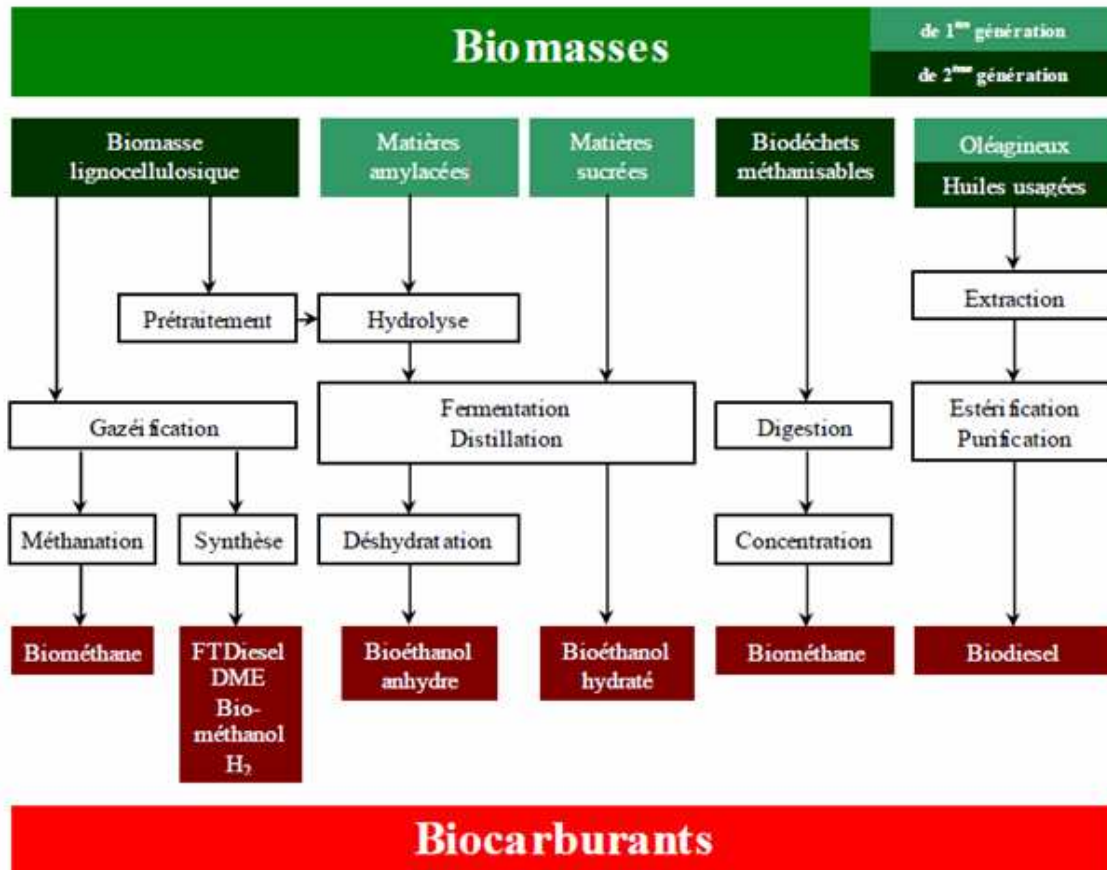


Figure I.6. Synthèse des biocarburants de première et seconde génération [11]

I.7. Conclusion

Nous avons vu que la biomasse pouvait fournir de plusieurs façons une réponse alternative aux énergies fossiles. Elle offre différents types de biocarburants en fin de cycle, ceux-ci différents de part leurs coûts de production, leurs itinéraires de conversion, leurs rendements, leurs adaptations aux moteurs existants.

C'est cela, entre autres, que nous étudierons en profondeur dans la suite du projet. Nous nous pencherons de manière précise sur les processus de conversion et les caractéristiques des biocarburants obtenus. Enfin, nous en tirerons les conclusions nécessaires.

Chapitre II

Technologie relative à la
conception de moteurs essence
fonctionnant au biocarburant

II.1. Introduction

En 2002, l'Ademe (Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie) et le Ministère de l'Industrie ont confié à un expert indépendant l'évaluation des émissions de gaz à effet de serre du bioéthanol. Cette étude, conduite par PriceWaterhouseCoopers en 2003 et 2004, montre que pour chaque litre d'essence remplacé par 1 litre de bioéthanol, on réduit de 75% les émissions de gaz à effet de serre qu'aurait produit ce litre d'essence.

Mais, l'intégration d'un biocarburant à un moteur ou un véhicule n'est pas chose aisée. De nombreuses adaptations sont préalablement effectuées. Dans ce chapitre, nous examinerons ces modifications et nous nous pencherons sur les cas des bioéthanol et biométhanol [7].

II.2. Bioéthanol

Le bioéthanol est en fait de l'alcool éthylique (ou encore éthanol), identique par sa composition à l'alcool de bouche. Il existe deux façons principales de produire de l'éthanol, à savoir par synthèse à partir de d'hydrocarbures et à partir de biomasse. Seule cette deuxième façon de procéder mérite l'appellation « bioéthanol ».

L'idée d'utiliser ce liquide comme carburant n'est pas nouvelle. Henry Ford, au début du vingtième siècle, avait imaginé utiliser de l'éthanol pour alimenter ses légendaires « Ford T ». Tous les sucres fermentescibles (glucose, saccharose...) peuvent être transformés en éthanol par fermentation. Ces sucres sont présents dans un état plus ou moins polymérisé dans de nombreuses espèces du monde végétal comme la betterave à sucre, la canne à sucre, le blé, le maïs, la pomme de terre, mais également dans l'herbe ou encore le bois. Des déchets tels que le petit lait ou le vieux papier peuvent également être transformés en bioéthanol [12]

II.2.1. Production de bioéthanol

Historiquement, les pays d'Amérique Latine (le Brésil en exclusivité) et les Etats-Unis sont les leaders mondiaux en termes de production de bioéthanol. Il y a été employé sur une grande échelle comme carburant de transport. A noter que 80% de cette production est utilisée

comme biocarburants. Les 20% restants sont utilisés dans divers secteurs (alimentaires, chauffage, industrie pharmaceutique...).

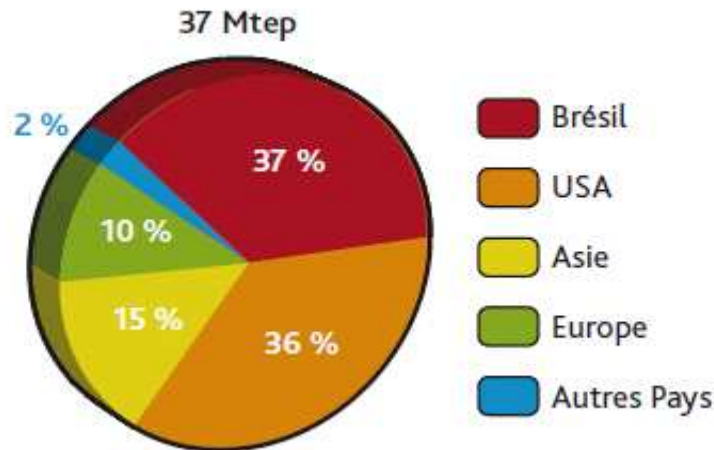


Figure II.1. Production mondiale de bioéthanol en 2006

II.2.1.1. Bioéthanol de première génération

Comme précisé en début d'étude, il n'existe pas une seule méthode de production pour les biocarburants. Commençons par la pionnière dans le domaine mais aussi celle qui est la plus décriée pour son faible rendement entre autres. Il s'agit du bioéthanol de première génération.

La production de l'éthanol dite de « première génération » est réalisée à partir de plantes sucrières (betterave, canne à sucre...) ou de plantes amylacées (pomme de terre, manioc...). Voyons ici un descriptif de sa chaîne de production.

L'éthanol issu du processus de production de première génération ne remplacera jamais les besoins pétroliers. En effet, les volumes potentiels de production et la concurrence directe de cette production avec les filières alimentaires restent problématiques. Cependant, son utilisation à petite échelle en mélange à l'essence permet de réduire la teneur en carbone du carburant et permet ainsi de limiter les émissions de CO₂ [12].

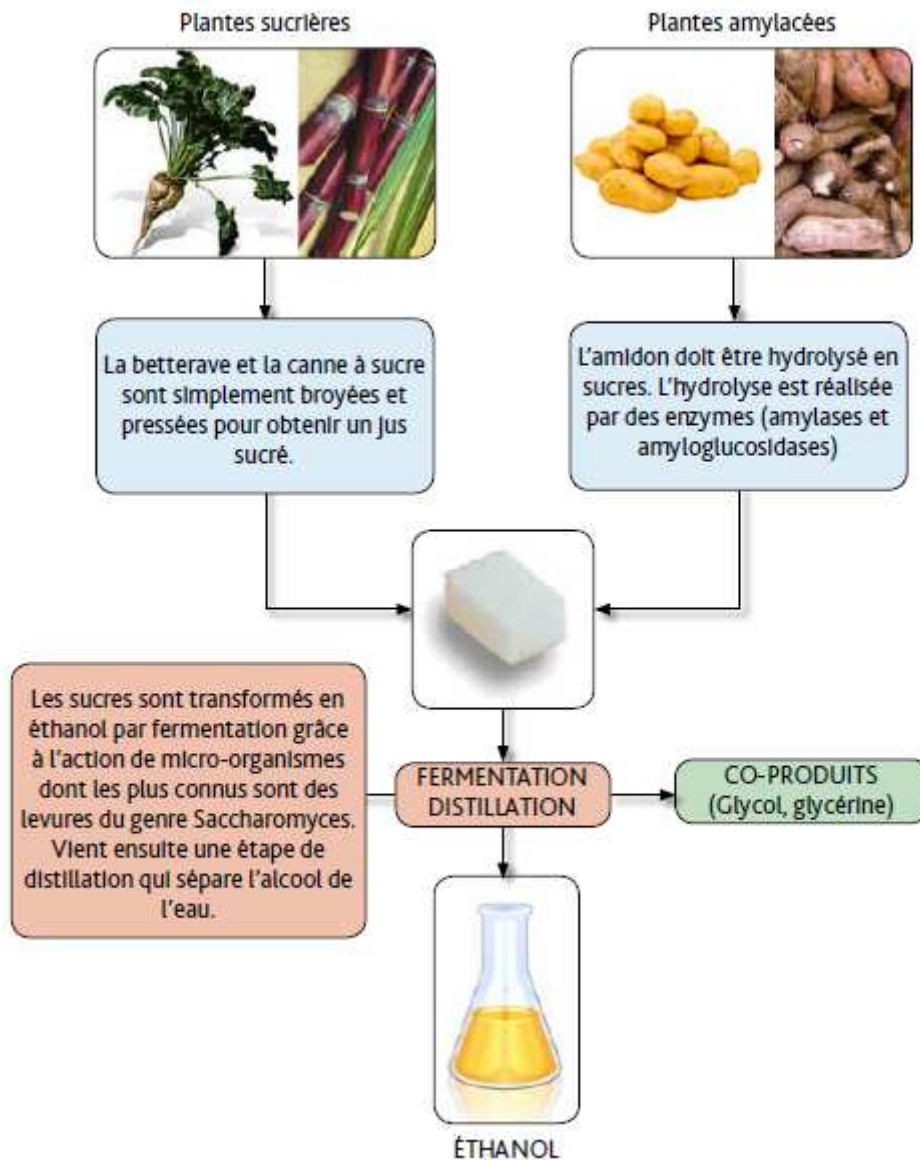


Figure II.2. Production d'éthanol de première génération

II.2.1.2. Bioéthanol de seconde génération

Un deuxième procédé appelé de « deuxième génération » est déjà utilisé, mais reste encore dans une phase de développement. À l'avenir, les biocarburants seront produits à partir de la biomasse cellulosique, c'est-à-dire de cellulose, d'hémicellulose et de lignine, provenant essentiellement :

- de cultures dédiées (peupliers, eucalyptus),
- de résidus agricoles (pailles de céréales, tiges de maïs),
- de déchets organiques.

La production de biocarburants de deuxième génération à partir de cette biomasse cellulosique s'effectue :

- soit par la voie thermochimique pour la production de carburant diesel de synthèse,
- soit par la voie biochimique pour la production d'éthanol.

Voici, comme précédemment, une chaîne descriptive de la production du bioéthanol de seconde génération :

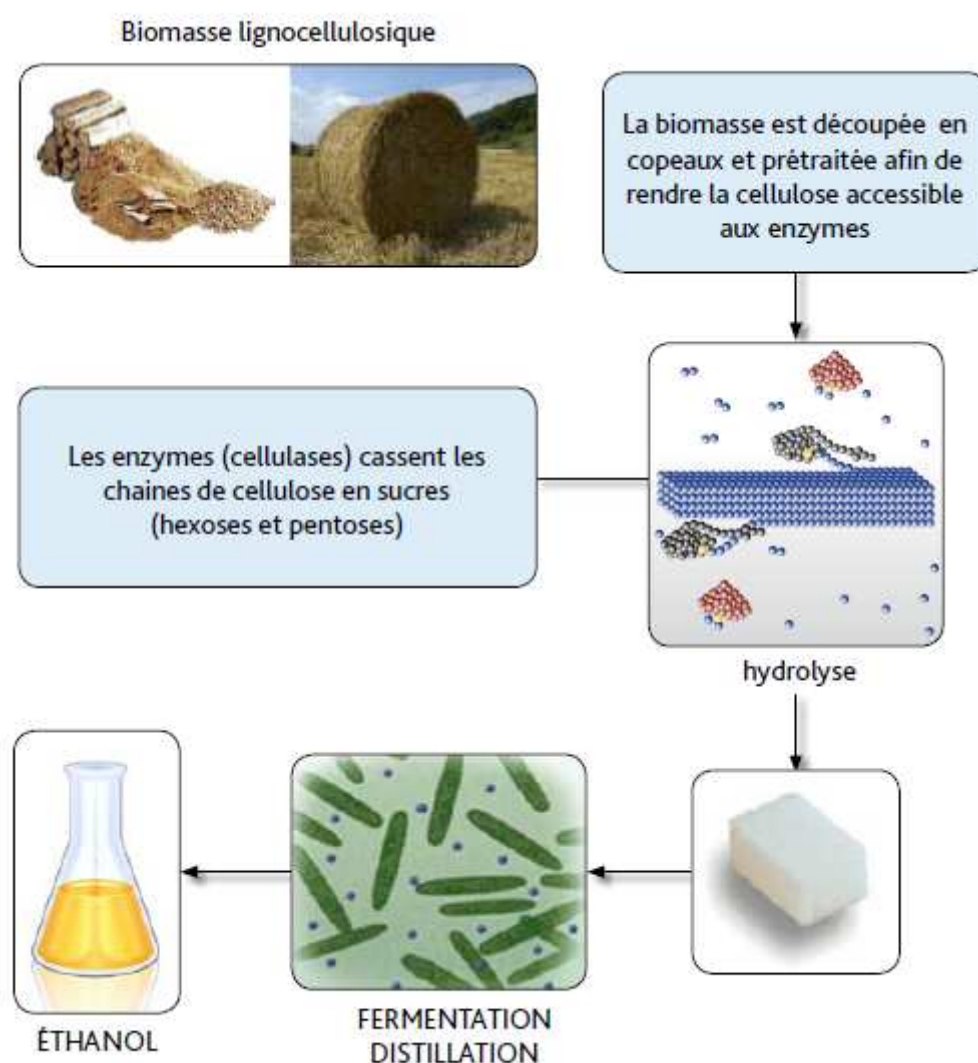


Figure II.3. Production d'éthanol par la voie biochimique

La production de biocarburants de deuxième génération présente plusieurs avantages :

- des volumes de biocarburants produits plus importants,
- un coût des matières premières plus faible,
- l'absence de compétition avec les filières alimentaires.

II.2.2. Caractéristiques

II.2.2.1. Propriétés

Le tableau suivant énumère les propriétés de l'éthanol et les compare à celles de l'essence standard. Nous analyserons ensuite ces valeurs et en tirerons les avantages et inconvénients liés à l'éthanol.

Tableau II.1 : Caractéristiques de l'éthanol comparées à l'essence [8]

<i>Propriétés</i>	<i>Ethanol</i>	<i>Essence (standard)</i>
Formule Chimique	C ₂ H ₅ OH	C ₇ H ₁₆
Rapport H/C	3	2,29
Masse molaire (g/mol)	46,07	102,5
Densité (kg/m ³)	794	735-760
Chaleur latente de vaporisation (kJ/kg)	854	289
Distillation (°C)	78,4	30-190
Pouvoir calorifique inférieur massique (kJ/kg)	26805	42690
Pouvoir calorifique inférieur volumique (kJ/L)	21285	32020
Rapport stœchiométrique	8,95	14,4
Indice d'octane recherché	111	95
Indice d'octane moteur	92	85

II.2.2.2. Avantages

Les chiffres donnés par le tableau précédent permettent de tirer quelques conclusions relatives au bioéthanol. Les avantages de l'éthanol sur l'essence sont les suivants :

- une bonne aptitude au mélange avec l'essence,
- un très bon indice d'octane,
- un rapport H/C plus important (pour rappel, plus le rapport H/C est important, plus les émissions de CO₂ sont faibles),
- un impact moindre de la combustion sur l'environnement (réduction du CO₂ émis et des hydrocarbures consommés).

II.2.2.3. Inconvénients

Les principaux inconvénients de l'éthanol par rapport à l'essence ont trait :

- au PCI (Pouvoir Calorifique Inférieur) : celui de l'éthanol est inférieur de 1/3 par rapport à celui de l'essence,
- à l'augmentation de la tension de vapeur (en mélange à l'essence entre 0 et 40 %),
- aux risques de démixtion en présence d'eau (séparation des phases essence et alcool) [13].

II.2.3. Utilisation

L'éthanol utilisé pur dans une base de motorisation essence adaptée à ce type de carburant offre des performances et des gains en émissions de polluants très intéressants. Cependant, son utilisation « pur » pose des difficultés :

- problème lié aux capacités de production à grande échelle,
- problème de démarrage à froid des véhicules.

L'utilisation de l'éthanol pur est donc liée à ces conditions et est réservée aux pays chauds ayant des possibilités de production importantes (Brésil, États-Unis...). Les pays européens au climat bien moins clément ne disposent pas d'un développement conséquent en matière de bioéthanol et ne contribuent qu'à hauteur de 10% de la production mondiale.

L'éthanol est mélangé à l'essence dans des proportions qui varient selon les pays. En Europe, il y a aujourd'hui jusqu'à 5 % d'éthanol dans toutes les essences (passage à 7 % en 2010, puis à 10 % en 2015). On le trouve également sous la forme de super éthanol E85 composé de 65 % à 85 % d'éthanol selon les saisons.

Au Brésil, la proportion d'éthanol dans l'essence varie de 24 à 100 %. Quant aux États-Unis, cette proportion est pour l'instant fixée à hauteur de 10 % [10].

II.2.4. Tension de vapeur

Lorsqu'un produit s'évapore, ses vapeurs exercent une pression dans le milieu ambiant. La tension de vapeur s'exprime en millimètres de mercure (mm de Hg) ou en kilo pascals (kPa) et se calcule à une température donnée à pression atmosphérique. Plus la tension de vapeur d'un produit est élevée, plus il a tendance à s'évaporer.

II.2.4.1. Variation de la volatilité

Comme le montre le graphique suivant, l'intégration d'un faible pourcentage d'éthanol dans l'essence (de 1 à 45 % environ) entraîne une chute de la température d'ébullition du mélange et, par conséquent, une augmentation de la tension de vapeur. À l'inverse, une incorporation d'éthanol supérieure à 50 % diminue la tension de vapeur du mélange.

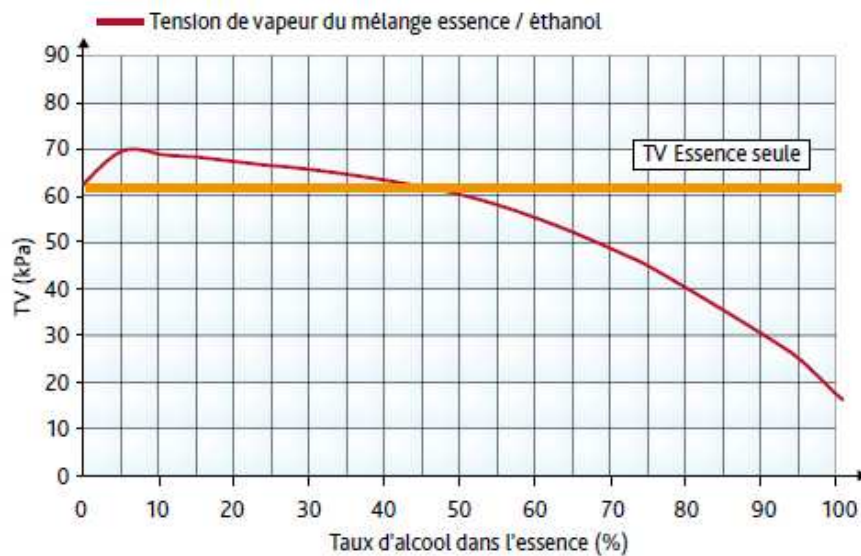


Figure II.4. Effet du taux d'alcool sur la tension de vapeur

De plus, en présence d'humidité dans les circuits, l'ajout d'éthanol provoque la formation d'un mélange eau-éthanol qui se sépare de l'essence et constitue une source de dysfonctionnements pour les moteurs.

II.2.4.2. Problèmes liés à la tension de vapeur

L'incidence de la tension de vapeur sur le fonctionnement du moteur est directement liée à la température d'utilisation de ce dernier.

En résumé :

- une tension de vapeur trop élevée entraîne un risque de «vapor lock» moteur chaud (difficultés de démarrage),
- une tension de vapeur trop faible provoque une vaporisation insuffisante et donc un démarrage à froid difficile, voire impossible [13].

II.2.5. L'ETBE (Éthyl Tertio Butyl Éther)

Pour résoudre ces problèmes liés à l'utilisation de l'éthanol en faible mélange (E5-E10-E15), on transforme l'éthanol en ETBE. Celui-ci (Ethyl Tertio Butyl Éther) est un produit de synthèse fabriqué à partir d'éthanol et d'isobutène issu du raffinage du pétrole.

II.2.5.1. Principe de production de l'ETBE

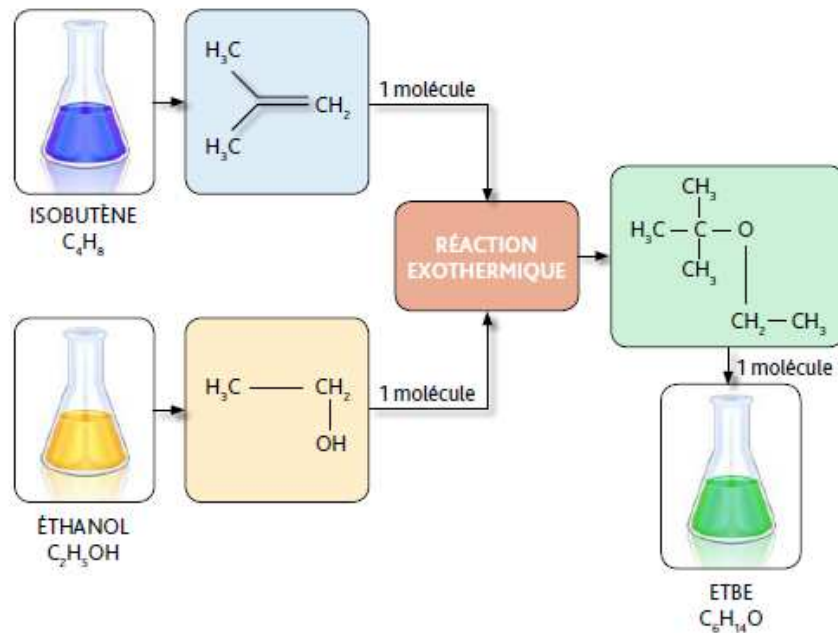


Figure II.5. Principe de production de l'ETBE par étherification

II.2.5.2. Caractéristiques de l'ETBE

L'utilisation de carburant comprenant de l'ETBE ne pose pas de problèmes particuliers : l'ETBE est un excellent composant des essences et présente par rapport à l'éthanol l'avantage d'une tension de vapeur favorable et d'une parfaite compatibilité avec les autres composants. De plus l'ETBE a l'avantage d'avoir des propriétés énergétiques beaucoup plus proches de celles de l'essence (heptane) et d'être insensible à l'eau, ce qui supprime les problèmes de démixtion. Reprenons le tableau précédent où nous comparons essence et éthanol et incorporons les valeurs de l'ETBE.

Tableau II.2 : Caractéristiques de l'ETBE [8]

<i>Propriétés</i>	<i>Ethanol</i>	<i>Essence</i>	ETBE
Formule Chimique	C ₂ H ₅ OH	C ₇ H ₁₆	C₆H₁₄O
Rapport H/C	3	2,29	2,33
Masse molaire (g/mol)	46,07	102,5	102
Densité (kg/m ³)	794	735-760	750
Chaleur latente de vaporisation (kJ/kg)	854	289	321
Distillation (°C)	78,4	30-190	-
Pouvoir calorifique inférieur massique (kJ/kg)	26805	42690	35880
Pouvoir calorifique inférieur volumique (kJ/L)	21285	32020	26910
Rapport stœchiométrique	8,95	14,4	12,1
Indice d'octane recherché	111	95	117
Indice d'octane moteur	92	85	101

Il saute aux yeux que, contrairement à l'éthanol, l'Éthyl Tertio Butyl Éther possède des caractéristiques beaucoup plus proches de celles de l'essence standard. Incorporé à l'essence, l'ETBE permet d'une part d'en augmenter l'indice d'octane et d'autre part, d'améliorer sa combustion par l'apport d'oxygène. L'ETBE ne peut donc être considéré comme un biocarburant à part entière puisqu'il se compose majoritairement d'un hydrocarbure.

II.2.6. Bilan énergétique

Le rendement énergétique défini comme le rapport entre l'énergie restituée sur l'énergie non renouvelable mobilisée pour les filières de production d'éthanol de blé et betterave est de 2, à comparer avec le rendement pour la filière essence de 0,87. Le rendement énergétique des filières ETBE de blé et betterave est voisin de 1 [7].

En comparant les émissions de CO₂ à la sortie échappement d'un véhicule fonctionnant à l'essence avec celles d'un véhicule fonctionnant au bioéthanol E85, le gain est plutôt faible.

Cependant le calcul est plus complexe car, pour effectuer un bilan CO₂ complet, il faut mesurer les gaz rejetés de la production du carburant jusqu'à sa consommation. Dans ce cas, les filières de production de biocarburants présentent un gain important par rapport aux filières de carburants fossiles. Le biocarburant étant fabriqué à partir de matières premières renouvelables, les émissions nettes de CO₂ ne proviennent que des énergies fossiles utilisées pour la culture et la transformation des matières premières.

En conclusion de l'analyse énergétique relative au bioéthanol, voici les chiffres des bilans d'émissions de CO₂ selon l'origine du carburant :

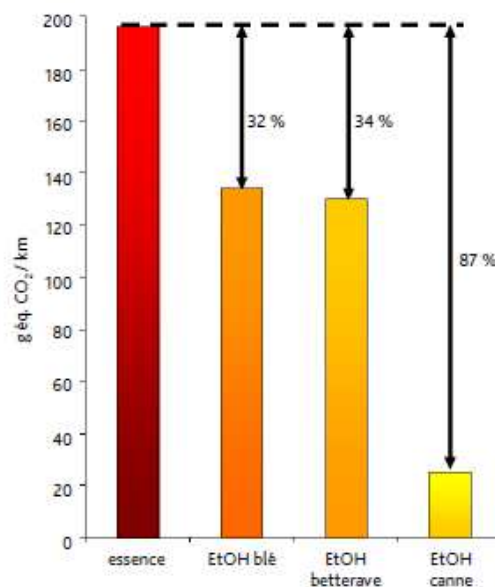


Figure II.6. Bilan des émissions de CO₂ selon l'origine du carburant [7]

II.2.7. Compatibilité du bioéthanol avec les moteurs

Finalement, les propriétés de l'éthanol et de l'essence montrent qu'il n'est pas si simple d'obtenir un carburant de qualité en les mélangeant. Pour les constructeurs automobiles européens, l'affaire fut tout aussi complexe pour adapter les véhicules essence à la technologie FFV (Flex Fuel Vehicle : Véhicules pouvant rouler indifféremment avec toutes les concentrations d'éthanol). Pour adapter leur motorisation, les constructeurs ont dû se confronter aux réalités pratiques suivantes :

- Les véhicules flex fuel doivent pouvoir fonctionner avec de l'éthanol à 85%, 100 % d'essence sans plomb, un mélange des deux,
- Le bioéthanol est plus corrosif et possède un pouvoir de lubrification plus faible,
- Le bioéthanol possède un pouvoir énergétique inférieur,
- Son indice d'octane est plus élevé que celui de l'essence [13].

II.2.7.1. Adaptations du moteur

Les pistons et sièges de soupapes sont renforcés pour résister :

- à la hausse de la température,
- à la pression de combustion plus importante due à la chaleur latente de vaporisation et à l'indice d'octane du bioéthanol plus élevé.

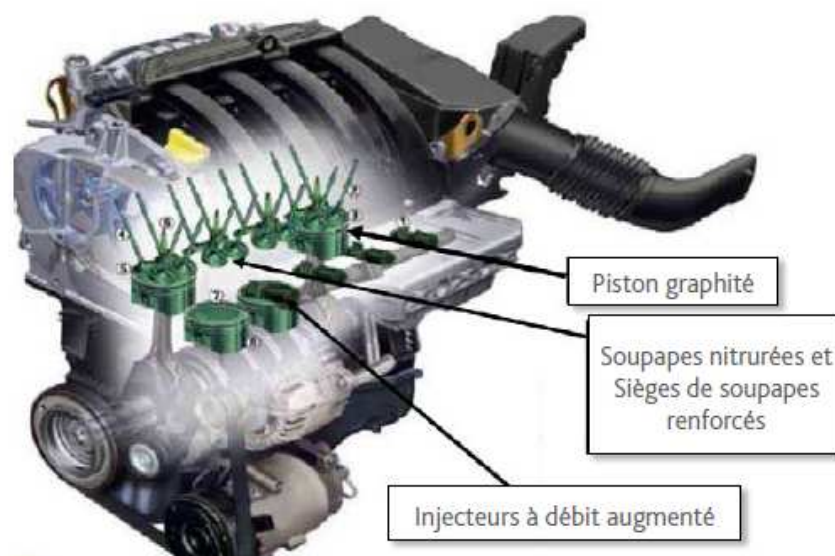


Figure II.7. Moteur 4KM de la Renault Mégane [14]

Des modifications sont également apportées aux systèmes d'injection et d'allumage. Un débit plus important est ainsi nécessaire car le PCI volumique plus faible du bioéthanol nécessite une consommation plus importante (environ 25 à 30 %). Pour être renforcée, la rampe d'injection est construite dans un matériau prévu pour résister au bioéthanol et à une pression de carburant plus élevée [13].



Figure II.8. Injecteur de Peugeot 206 Bioflex [14]



Figure II.9. Rampe d'injection de Peugeot 206 Bioflex [14]

II.2.7.2. Adaptations du véhicule

Le bioéthanol étant plus corrosif que l'essence, il est prévu :

- une isolation des connecteurs et une résistance contre une usure prématurée,
- un renforcement des polymères pour les canalisations,
- une modification du canister avec une capacité de stockage plus importante.

L'échappement reçoit également un nouveau matériau acier / inox plus résistant à la corrosion. La sonde à oxygène est renforcée pour résister à la présence d'eau plus importante dans les gaz d'échappement. De plus, le traitement du signal de la sonde à oxygène doit être modifié pour tenir compte de l'influence due à l'oxygène contenu dans le carburant [13].

II.2.7.3. Impacts sur le contrôle moteur

Pour fonctionner correctement, le calculateur doit connaître précisément le taux d'alcool présent dans le carburant. Pour cela, deux modes de reconnaissance sont possibles :

- le capteur d'éthanol qui permet une mesure directe du taux d'alcool dans le carburant,
- la reconnaissance logicielle au travers d'un calculateur qui reconnaît la proportion d'éthanol grâce à l'exploitation de l'information richesse.



Figure II.10. Capteur de taux d'alcool d'une Ford Focus [14]

Chaque constructeur développe sa technologie propre afin de déterminer le taux d'alcool présent dans le carburant. Attardons-nous sur la procédure de détection des moteurs Bioflex de Peugeot.

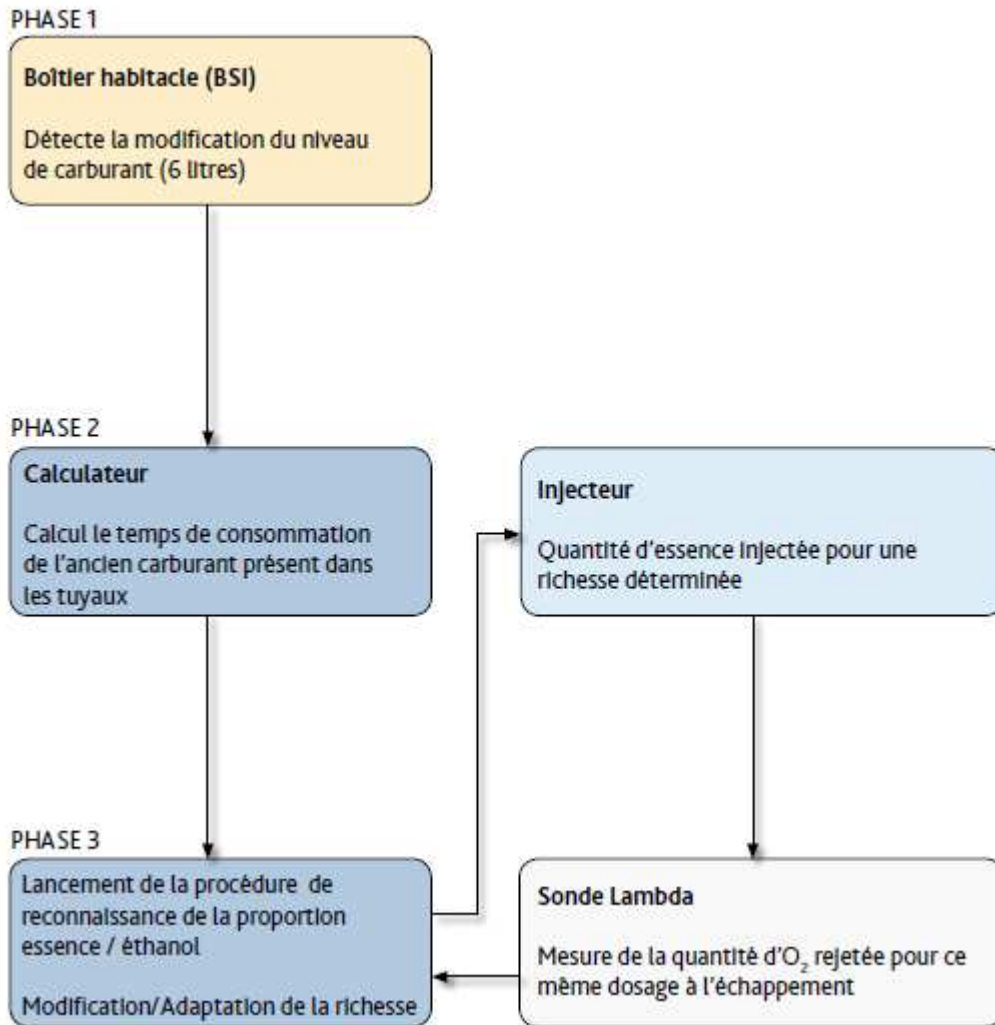


Figure II.11. Procédure de détection par Peugeot [14]

II.2.7.4. Adaptation du fonctionnement

L'indice d'octane du E85 étant plus élevé et la chaleur latente de vaporisation permettant un meilleur remplissage du cylindre, le calculateur adapte l'avance à l'allumage et augmente ainsi les performances du moteur.

Le PCI de l'E85 étant plus faible, le calculateur doit adapter son temps d'injection afin d'augmenter la quantité de carburant injectée. Il faut 1,4 litre d'E85 pour disposer de la même énergie que dans 1 litre d'essence.

Sur un véhicule type essence fonctionnant à l'E85, il faut compter sur une surconsommation d'environ 40 % sur les faibles et moyennes charges. L'E85 ayant un indice d'octane très élevé, son efficacité est bien plus marquée sur les fortes charges, la surconsommation tombe alors entre 20 et 30 %.

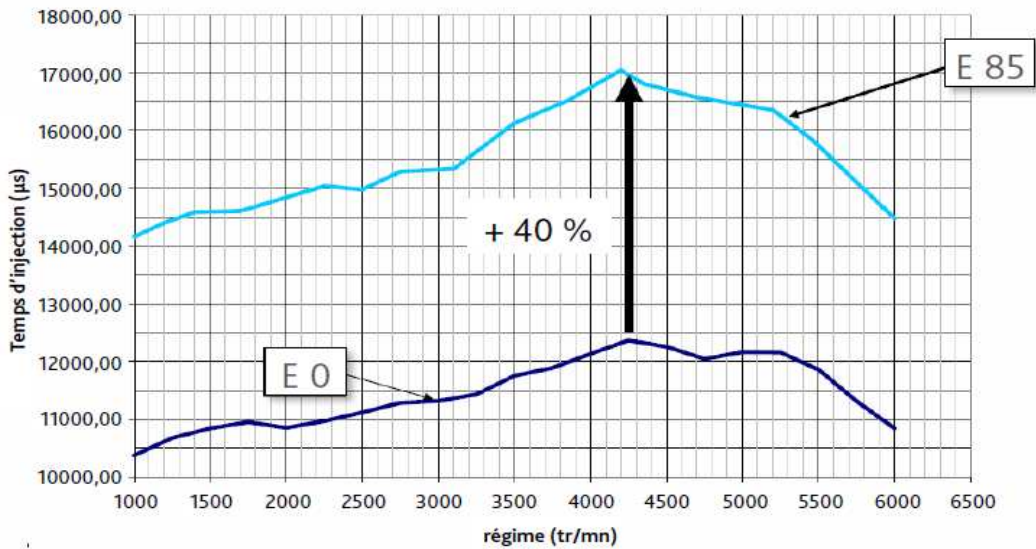


Figure II.12. Ecart sur les temps d'injection [14]

La chaleur latente de vaporisation permet d'augmenter le remplissage du cylindre par refroidissement du mélange et, à forte charge, la possibilité de maintenir l'avance optimale permet également d'augmenter de quelques points le rendement du moteur et ainsi de réduire la consommation. Pour un véhicule flex fuel, l'écart de consommation sera fonction du taux d'alcool présent dans le réservoir.

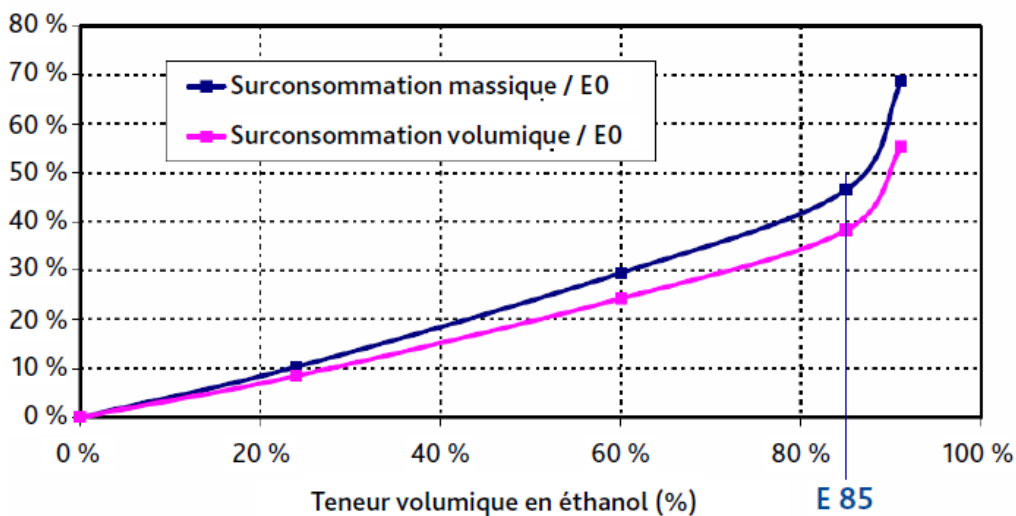


Figure II.13. Surconsommation en fonction de la teneur en éthanol [14]

Enfin, si on compare sur un même véhicule les valeurs de consommation et d'émissions de CO₂, on remarque que l'éthanol accuse un écart de plus d'un tiers au niveau consommation mais qu'il se rattrape sur le plan environnemental. Voyons par exemple ces données appliquées au moteur 1,6l de la Renault Mégane.

Tableau II.3 : Comparaison à partir de mesures effectuées sur véhicule [14]

RENAULT MEGANE 1,6L	Essence	E85	Ecart
Consommation (l/100km)	6,8	9,2	+ 35%
Emissions de CO2 (g/km)	160	151	- 6%
Emissions de CO2 (g/km) « du puits à la roue »	184	115	- 38%

Les émissions de CO₂ « du puits à la roue » sur un véhicule E85 sont en moyenne 40 % plus faibles que sur un véhicule essence. En effet, ce calcul tient compte en particulier de la quantité de CO₂ absorbée par les plantes lors de leur développement et de la valorisation des coproduits.

II.2.7.5. Gestion du démarrage à froid

Le démarrage du moteur avec de l'éthanol pur (E100) devient difficile pour des températures inférieures à 13 °C. Pour des véhicules prévus pour fonctionner avec de l'E100, comme au Brésil, les constructeurs ont donc dû adapter des systèmes additionnels sur leurs modèles.

La quantité d'essence injectée lors du démarrage dépend de la température du moteur, de la proportion d'éthanol présente dans le réservoir principal et du nombre de tentatives de démarrage. Pour les versions commercialisées en Europe, les systèmes additionnels de démarrage à l'essence étant interdits, le taux d'éthanol est fixé à 85 % maximum (E85) et sa proportion par rapport à l'essence (SP95) varie en fonction des saisons pour permettre un démarrage du moteur sans difficultés :

- en hiver, du 16 novembre au 15 mars, l'E85 commercialisé comprend 65 à 75 % d'éthanol, soit en moyenne 70 % d'éthanol (E70).

- à la mi-saison, c'est-à-dire du 16 mars au 1er mai et du 1er octobre au 15 novembre, l'E85 commercialisé comprend entre 70 et 80 % d'éthanol, soit en moyenne 75 % d'éthanol (E75).
- en été, du 1er mai au 30 septembre, l'E85 commercialisé comprend entre 75 et 85 % d'éthanol, soit en moyenne 80 % d'éthanol (E80).

Souvent complété par un système de réchauffage du carburant, l'usage de ces proportions d'éthanol permet un démarrage plus facile du véhicule.

II.3. Biométhanol

Quand on parle des biocarburants, on évoque souvent le bioéthanol et le biodiesel. Mais on parle beaucoup moins du biométhanol, qui présente pourtant des avantages très intéressants.

Le Méthanol est parfois appelé "alcool de bois". En effet, on peut en obtenir en distillant du bois. Mais on peut surtout l'obtenir en grande quantité à partir de la filière BTL ; comme dans un gazogène, on gazéifie du bois ou toute autre biomasse (colza, tournesol, et pas seulement les graines, mais bien toute la plante, avec les tiges ...) et on obtient du gaz de synthèse, $\text{CO} + \text{H}_2$. On fait ensuite réagir ce gaz (appelé jadis "gaz à eau", sa composition est proche de celle du gaz de ville ou gaz d'éclairage) avec de la vapeur d'eau, et l'on obtient du méthanol, $\text{CH}_3\text{-OH}$. Le rendement de cette filière serait de 5000 litres à l'hectare, soit plus du triple du rendement obtenu avec le biodiesel par exemple.

Actuellement, le méthanol est surtout produit à partir du gaz naturel (CH_4) ; on produit du gaz de synthèse par vapocraquage du gaz naturel, et ensuite on suit la même procédure [3].

II.3.1. Caractéristiques du Méthanol

Bien entendu, le méthanol peut être incorporé dans n'importe quel type de véhicule. Il peut d'autre part être ordonné ou encore mélangé à des hydrocarbures. Néanmoins, il n'est jamais utilisé sur des moteurs à allumage spontané (moteurs diesel) en raison de son indice de cétane très bas. Celui-ci est à l'origine de sa faible qualité d'allumage.

Par contre, le méthanol d'avère être un excellent produit de remplacement d'essence dans un moteur à allumage par étincelle grâce à son estimation élevée d'octane, supérieure à celle de l'essence standard.

Tableau II.4 : Caractéristiques du Méthanol comparées à l'essence [8]

<i>Propriétés</i>	<i>Méthanol</i>	<i>Essence (standard)</i>
Formule Chimique	CH ₃ OH	C ₈ H ₁₅
Rapport H/C	2	1,86
Masse molaire (g/mol)	32	111
Nombre d'octane (MON)	92	86
Nombre de cétane	5	8
Pression de vapeur (kPa) à 15°C	31,7	75
Pouvoir calorifique inférieur (Mj/kg) à 15°C	19,8	41,3
Rapport stœchiométrique (kg d'air/kg fuel)	6,5	14,7
Température d'ébullition (°C)	65	190

Le méthanol possède un indice d'octane plus haut que celui de l'essence, ce qui signifie qu'il a de meilleures qualités antidétonantes. D'ailleurs, il peut potentiellement atteindre une efficacité de carburant plus élevée si le rapport de compression est correctement ajusté. Quant à la pression de vapeur, elle est largement inférieure en ce qui concerne le méthanol ce qui engendre des difficultés de démarrage à froid. On résout ceci de la même façon que pour les moteurs fonctionnant à l'éthanol comme expliqué précédemment.

II.3.2. Utilisation du Méthanol

Le méthanol est utilisé en quantité limitée comme combustible de moteur à combustion interne, principalement en raison du fait qu'il n'est pas aussi inflammable que l'essence. Certains véhicules utilisent le méthanol mélangé à l'essence et au protoxyde d'azote pour obtenir plus de puissance qu'avec l'essence ou le protoxyde d'azote seul.

L'un des inconvénients de méthanol comme carburant est la corrosion pour certains métaux, notamment l'aluminium. Le méthanol, bien qu'il soit un acide faible, attaque la

couche d'oxyde qui protège normalement l'aluminium de la corrosion. Afin de prévenir la détérioration du moteur et du carburateur, il est fortement recommandé de traiter l'hydrate de méthyle avec une huile spécialement conçue pour la protection. Notons que l'on ne peut utiliser le méthanol pur dans les voitures à essence modernes sans modification du moteur, en raison d'éventuels dommages causés à la tuyauterie en métal et aux joints en caoutchouc.

II.3.3. Le MTBE

Le méthyl tertio-butyl éther ou MTBE est un composé organique de formule brute $C_5H_{12}O$. C'est un éther liquide, incolore, volatil et inflammable qui est non-miscible dans l'eau.

Le méthyl tertio-butyl éther est produit via une réaction du méthanol et de l'isobutylène. Le méthanol dérive du gaz naturel et l'isobutène du butane obtenu du pétrole brut ou du gaz naturel ainsi le MTBE est issu des combustibles fossiles. Il était produit en très larges quantités pour son usage d'additif à l'essence. Le MTBE est presque exclusivement utilisé comme élément combustible dans des moteurs à essence. Il fait partie d'un groupe de composés chimiques communément appelées composés oxygénés, car ils augmentent la teneur en oxygène de l'essence. Voici un tableau comparant les propriétés du MTBE à celles de l'essence :

Tableau II.5 : Caractéristiques du MTBE comparées à l'essence [8]

<i>Propriétés</i>	<i>MTBE</i>	<i>Essence (standard)</i>
Formule Chimique	$C_4H_9OCH_3$	C_8H_{15}
Rapport H/C	2,4	1,86
Masse molaire (g/mol)	88	111
Nombre d'octane (MON)	100	86
Masse volumique (kg/l) à 15°C	0,74	0,75
Pression de vapeur (kPa) à 15°C	31,7	75
Pouvoir calorifique inférieur (Mj/kg) à 15°C	35,2	41,3
Température d'ébullition (°C)	55,3	190

II.4. Conclusion

Le bon fonctionnement de notre banc d'essai nécessite une excellente maîtrise de l'adaptation moteur aux biocarburants. De part nos recherches dans le domaine des biocarburants équivalents de l'essence d'origine fossile, nous pouvons mesurer la complexité de la tâche. Les impacts sur le contrôle moteur, la gestion de démarrage, l'adaptation de fonctionnement sont autant de paramètres qu'il faut prendre en considération.

D'autre part, au vu de ses propriétés, le bioéthanol serait le biocarburant idéal à incorporer à notre banc d'essai. Seulement, il faut vérifier à ce que sa teneur en eau soit réduite à zéro pour éviter l'effet corrosif du carburant. Quant au méthanol, son utilisation est à éviter compte tenu de sa toxicité.

Chapitre III

Technologie relative à la
conception de moteurs diesel
fonctionnant au biocarburant

III.1. Introduction

Comme précisé en début de projet, les premiers moteurs d'origine diesel fonctionnaient à l'origine non pas au diesel mais bien avec des huiles végétales, en l'occurrence à l'huile d'arachide. Depuis, les énergies fossiles ont largement repris le dessus.

Nous allons voir ici la possibilité d'introduire des carburants issus d'huiles végétales pour le fonctionnement de notre banc d'essai avec un moteur diesel. De même que pour le chapitre précédent, de nombreuses modifications seront nécessaires lorsque la concentration en biocarburant est importante. Dans ce chapitre nous verrons donc les itinéraires de conversion et les caractéristiques de ces biocarburants. Nous les comparerons aux carburants classiques et enfin, nous nous pencherons sur les adaptations d'infrastructures dans le cadre de la réalisation d'un banc d'essai [15].

III.2. Biodiesel

Le biodiésel est un ester méthylique obtenu par réaction chimique avec un alcool léger et des matières grasses végétales ou animales. On peut l'utiliser à une concentration de 100% mais aussi le mélanger avec du diesel d'origine fossile dans différentes proportions dont les plus courantes sont 2%, 5% et 20%.

Il est facile d'utilisation car, à la différence d'autres carburants alternatifs (éthanol par exemple), il n'exige pas de modifications importantes aux infrastructures de distribution de carburant ni au moteurs diesel traditionnels mais uniquement lorsque il est utilisé à faible concentration (ne dépassant pas les 20%).

III.2.1. Conversion du biodiesel

Le processus chimique le plus couramment utilisé pour convertir des huiles d'origine biologique en biodiesel s'appelle la transestérification. Il s'agit d'un processus relativement simple en théorie mais pas nécessairement simple sur le plan pratique. De manière schématique, on peut le décrire comme suit :

« 100 kg d’huile brute + 10 kg de méthanol » donnent « 100 kg de biodiesel + 10 kg de glycérol » par catalyse. Le catalyseur désignant une petite quantité d’un composé (habituellement de l’hydroxyde de potassium ou de sodium) qui facilite la réaction chimique.

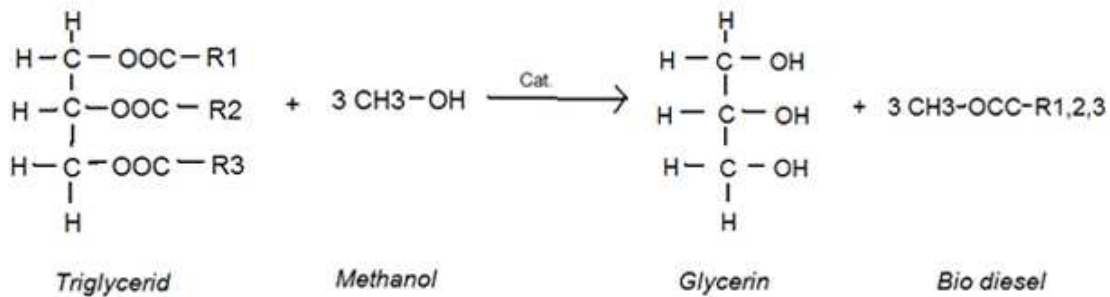


Figure III.1. Processus de conversion du Biodiesel [16]

Le biodiesel obtenu à l’issue de cette réaction peut être considéré comme étant « brut », car il contient encore de nombreux agents contaminants, comme du savon et de l’alcool. Pour qu’il atteigne la norme de qualité voulue, une transformation secondaire doit être effectuée pour éliminer ces agents contaminants. En ce qui concerne l’alimentation de notre banc d’essai en biodiesel, il faut vérifier absolument sa bonne conformité au risque d’endommager le moteur.

Voyons dans le schéma suivant le processus de conversion du biodiesel à partir d’huiles végétales :

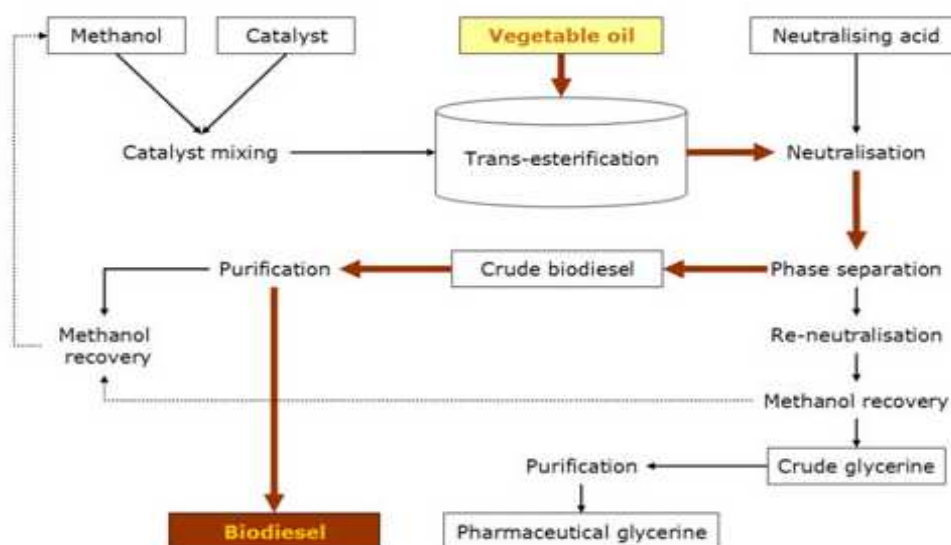


Figure III.2. Transestérification des huiles végétales pour la production de Biodiesel [17]

III.2.2. Propriétés

III.2.2.1. Caractéristiques et avantages

Les mérites de l'utilisation d'un carburant issu du biodiesel sont incontestables. Voyons en quoi son incorporation sur le banc d'essai serait avantageuse :

- Le biodiesel est un solvant léger. Il nettoie et maintient propres le réservoir, les conduits et le système d'injection. Son pouvoir lubrifiant est largement supérieur au diesel d'origine fossile. L'usure de notre moteur est par conséquent réduite et sa durée de vie prolongée.
- L'indice de cétane (équivalent de l'indice d'octane pour l'essence) étant nettement plus élevé, la combustion s'effectue plus aisément, et, ce faisant, réduit sensiblement les émissions polluantes.
- Les mélanges de biodiesel sont stables sur le plan thermique. Ils ne changent pas de façon significative, même en étant exposés à des températures élevées.
- Il réduit plusieurs émissions polluantes tout en restant performant aussi bien avec un moteur à injection électronique qu'avec un moteur à injection mécanique.
- Davantage chargé en oxygène, il assure une meilleure combustion du carburant auquel il est mélangé. Cela a pour conséquence d'augmenter le rendement et de réduire une fois de plus les émissions polluantes [2].

III.2.2.2. Comparaison biodiesel – Gazole

Voyons sur le tableau suivant une comparaison entre les caractéristiques du biodiesel et celles du gazole.

Tableau III.1 : Caractéristiques du Biodiesel comparées au Gazole [8]

<i>Propriétés</i>	<i>Biodiesel</i>	<i>Gazole</i>
Masse molaire (g/mol)	296	200
Nombre de cétane	54	50
Masse volumique (kg/l) à 15°C	0,88	0,84
Contenu en oxygène (%)	11	0,6
Pouvoir calorifique inférieur (Mj/kg) à 15°C	37,3	42,7
Pouvoir calorifique inférieur (Mj/l) à 15°C	32,8	35,7
Rapport stœchiométrique (kg d'air/kg fuel)	12,3	14,6

La densité du biodiesel est légèrement supérieure à celle du diesel d'origine fossile, celle-ci compense la teneur en énergie réduite (pouvoir calorifique inférieur). Ceci est dû à la teneur en oxygène beaucoup plus élevée dans le biodiesel comparé au gazole.

III.2.3. Production

Les biodiesels sont de technologie beaucoup plus récente que les bioéthanol. Développée de manière plus approfondie depuis le milieu des années 1990, leur production mondiale n'a depuis cessé d'augmenter. On note que contrairement aux bioéthanol, la production de biodiesel est principalement dominée par les pays d'Europe, l'Allemagne en tête. Voici l'évolution de la production mondiale d'éthanol des dernières années ainsi que les capacités de production existantes.

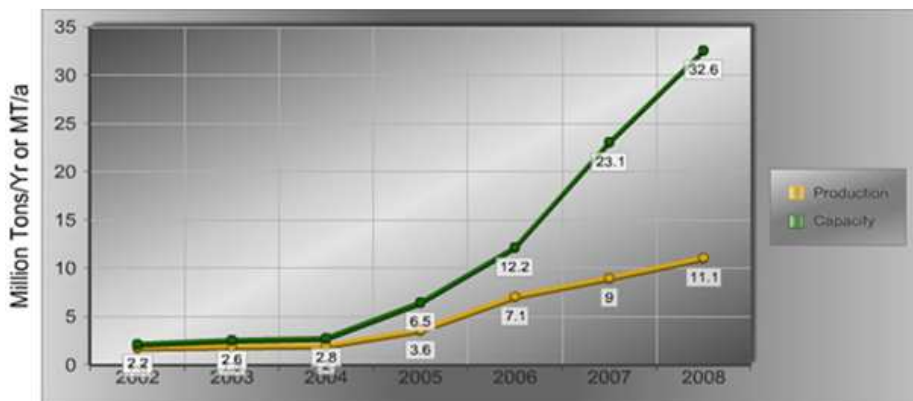


Figure III.3. Productions et réserves mondiales en Biodiesel [4]

III.2.4. Adaptations moteur

A faible concentration de biodiesel dans le carburant, aucune modification n'est nécessaire sur un moteur traditionnel. Ceci, en raison des propriétés relativement semblables entre biodiesel et gazole. Cette concentration ne doit pas pour autant excéder une certaine valeur (de l'ordre de 20% environ).

Pour une utilisation à 100%, un certain nombre de modifications relativement simples doivent être effectuées. Penchons-nous sur celles-ci en voyant leur possibilité de réalisation sur banc d'essai :

- Joints en caoutchouc : Il existe dans le biodiesel des produits chimiques que l'on ne retrouve pas dans le gazole. Ceux-ci peuvent aggraver les joints en caoutchouc du moteur. Leur remplacement sera donc nécessaire.
- Démarrage à froid : Lorsque la concentration est de l'ordre de 100%, le démarrage à froid du moteur peut poser problème. A haute température, le biodiesel a une tendance à l'épaississement supérieure au diesel fossile. Des dispositions doivent être prises pour contrer cela, soit un système de chauffage du carburant, soit des additifs pour réduire la viscosité.
- Avance à l'allumage : Pour les mélanges à haute concentration en biodiesel, pour une question de performances, un léger changement du calage moteur peut s'avérer nécessaire.
- Huile de lubrification : Les expériences ont montré que les moteurs fonctionnant au biodiesel ont tendance à exiger des changements d'huile plus fréquents que les moteurs traditionnels.

III.3. Alternatives

Le biodiesel n'est pas le seul biocarburant relatif à la conception de moteurs diesel. D'autres procédés existent, qui peuvent s'avérer être d'intéressantes alternatives. Voyons les plus courantes.

III.3.1. Le Diméthyl-éther

Le Diméthyl-éther ou encore éther méthylique (DME) est un oxyde de méthyle de formule $(\text{CH}_3)_2\text{O}$. Les recherches concernant son utilisation comme carburant ont commencé récemment seulement.

Il s'avère être un produit attrayant de remplacement du gazole de part sa capacité à réduire les émissions d'échappement de NO_x . D'ailleurs, il peut être produit à partir de différentes matières de base, telles que la biomasse et le gaz naturel. D'une autre manière, il peut aussi être produit à partir de méthanol pur au moyen d'un processus de déshydratation catalytique, processus où l'eau est chimiquement séparée du méthanol [2].

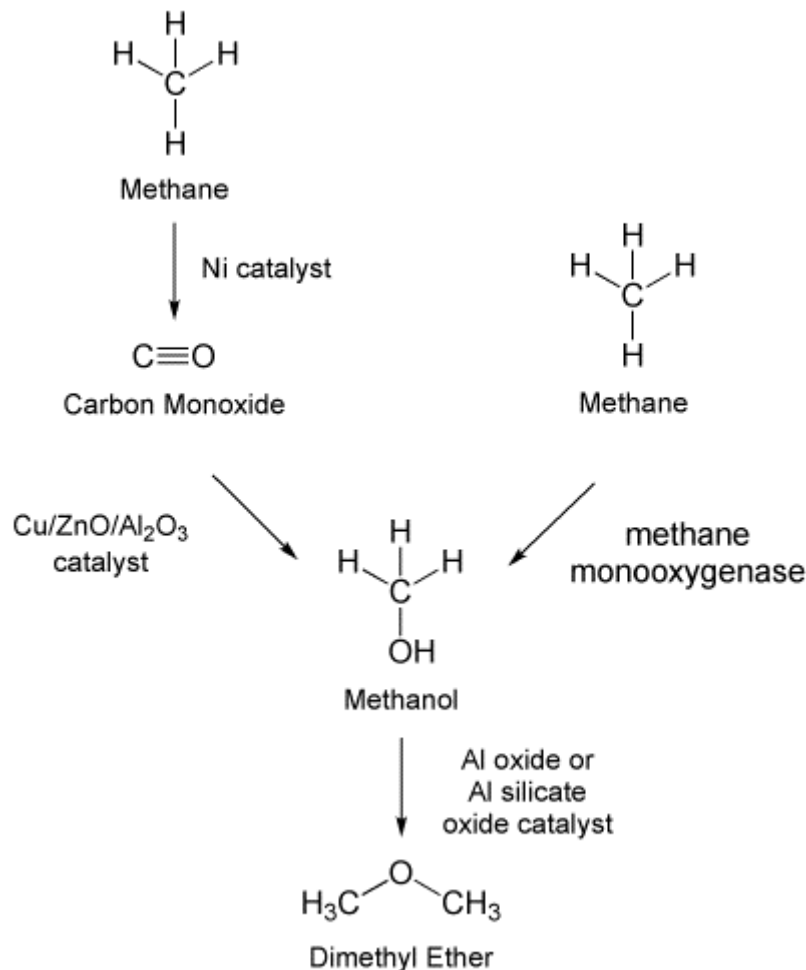
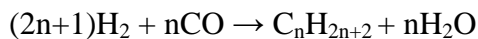


Figure III.4. Principe de production du Diméthyl-éther [18]

Si l'on se penche sur ses caractéristiques, on voit que l'indice de cétane du DME est légèrement plus haut que celui du diesel fossile. Ceci implique un plus court temps d'allumage. A cela, on peut ajouter qu'il s'agit d'un produit très propre ne contenant ni soufre, ni azote, ni métaux. Son principal inconvénient réside dans le fait que sa teneur en énergie est inférieure à celle du diesel. Cela signifie qu'un volume plus élevé de carburant doit être assuré pour la même quantité d'énergie comparée au diesel.

III.3.2. Le diesel de Fischer-Tropsch

Le procédé Fischer-Tropsch est un procédé chimique où intervient la catalyse de monoxyde de carbone et d'hydrogène en vue de les convertir en hydrocarbure. Les catalyseurs les plus courants sont le fer ou le cobalt. L'intérêt de la conversion est de produire du Syncrude à partir de charbon ou de gaz. C'est un procédé très performant en termes de rendement, mais qui nécessite des investissements très lourds, ce qui le rend économiquement vulnérable aux fluctuations à la baisse du cours du pétrole. On peut schématiser le procédé de Fischer-Tropsch par l'équation suivante :



La production résultante, qui se présente sous la forme de cires solides à température ambiante ou d'un mélange liquide d'hydrocarbures, est ensuite transformée par un procédé appelé hydro isomérisation pour obtenir le carburant synthétique désiré (majoritairement constitué de gazole et d'essence) [15].

Les difficultés croissantes d'approvisionnement en pétrole, ainsi que la tendance à la hausse du prix de cette matière première, laissent envisager un renouveau d'intérêt pour cette application dans les pays où le charbon est abondant. Elle présente le désavantage d'un bilan CO₂ très lourd qui pourrait cependant être limité en mettant en place des solutions de captage et de stockage de ce CO₂. Le rendement énergétique global de cette technologie demeure également un point faible.

Le diesel de Fischer-Tropsch additionné au gazole conventionnel peut être appliqué dans les moteurs diesel existants sans aucune modification. Il mène aux réductions d'émissions uniquement si le diesel est optimisé pour exploiter ses propriétés favorables. Les

adaptations du moteur incluent par exemple la révision du système de combustion pour utiliser de meilleures qualités d'auto-allumage (car possédant un indice de cétane plus élevé).

III.4. Conclusion

De part la synthèse effectuée dans ce chapitre concernant la technologie des moteurs diesel fonctionnant au biocarburant, nous avons maintenant les moyens de choisir le biocarburant qui nous semble le mieux adapté à fonctionner correctement sur notre banc d'essai. De toute évidence, et ne serait-ce que pour des raisons d'ordre pratique, pour la bonne marche de notre projet le biocarburant adéquat est le biodiesel.

Celui-ci répond à toutes les exigences concernant la conception du banc d'essai, exigeant notamment un minimum de modifications moteur, offrant une bonne combustion et réduisant les émissions polluantes.

Chapitre IV

Etude des appareils de mesures
susceptibles d'être installés sur
le banc d'essai

IV.1. Introduction

Dans les trois chapitres précédents, nous avons étudié en profondeur le domaine touchant à l'utilisation des biocarburants. Nous avons mesuré les avantages et inconvénients de plusieurs types de biocarburants et avons fait le choix d'une motorisation bioéthanol pour les moteurs essence et biodiesel pour les moteurs gazole.

Mais, avant de nous pencher sur la conception du banc d'essai en elle-même, il est obligatoire de parler des appareillages constitutifs. Si l'on veut veiller à un fonctionnement idéal, des mesures et calculs doivent être possibles en permanence. Pour cela, nous devons étudier la faisabilité de la chose en pratique.

Dans ce chapitre donc, nous définirons les appareils de mesure capables d'être mis en place sur le banc d'essai. Nous parlerons des avantages et contraintes qu'ils représentent, de leur principe de fonctionnement ainsi que de leur adaptation en banc d'essai.

IV.2. Grandeurs mesurables sur banc d'essai

Un moteur est caractérisé selon un certain nombre de valeurs toutes significatives. Sur notre banc d'essai, nous nous intéresserons à ces valeurs que nous tenterons de mesurer. Celles-ci dépendent nécessairement de la vitesse de rotation du moteur. Attardons-nous sur les grandeurs suivantes :

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

IV.2.1. Le couple

Le couple est l'effort instantané produit par notre moteur. Exprimé en matière de grandeurs, il s'agit du produit de la force par la longueur du bras de levier.

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

La mesure du couple est grandement révélatrice en ce qui concerne le moteur car celui-ci nous révèle son comportement en fonction du régime de fonctionnement.

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.

Cette brusque variation est due au mauvais remplissage des cylindres. Ceci se répercute sur la pression d'explosion.

IV.2.2. La puissance

On définit 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 :

$$P = \frac{2\pi CN}{60}$$

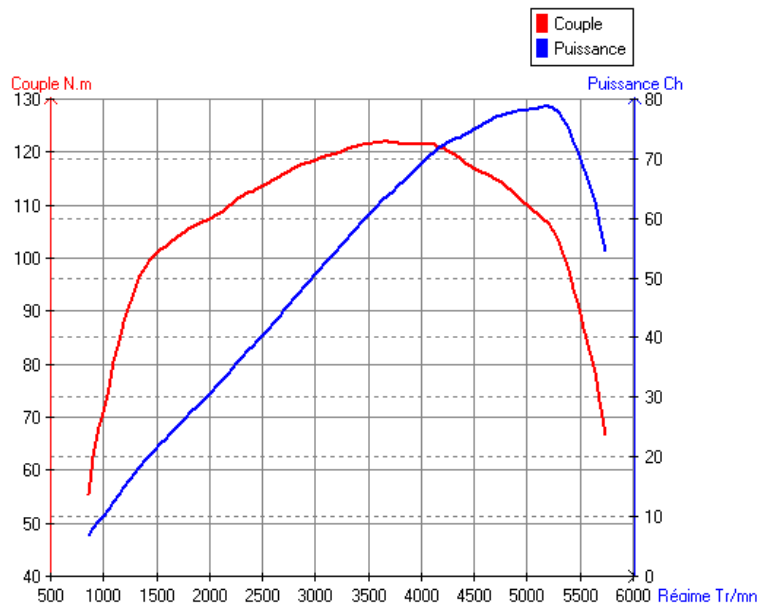


Figure IV.1. Variations du couple et de la puissance selon le régime de fonctionnement

IV.2.3. La consommation spécifique

La consommation spécifique désigne la consommation d'un moteur en fonction de la puissance développée et de la durée pendant laquelle cette puissance est fournie. Elle est usuellement chiffrée en gramme de carburant par ch/heure ou par kw/h.

Sa détermination lors des essais permet d'évaluer le rendement du moteur. En pratique, nous procédons de la manière suivante : nous mesurons le temps mis par le moteur pour consommer une certaine quantité de combustible à un régime donné. L'expression étant la suivante :

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

C_s : Consommation spécifique en g/cv.h

C_0 : Quantité de combustible en grammes

Δt : Temps mesuré en secondes

P : Puissance mesurée en cv

IV.3. Equipements

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 au biocarburant, il nous faut placer un certain nombre d'appareils reliés à des capteurs pouvant nous donner nos mesures [19].

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

- Températures :
 - Air ambiant
 - Fluide de refroidissement
 - Gaz d'échappements
- Pressions :
 - Air ambiant
 - Huile (lubrification)
 - Combustible (essence ou diesel)
- Débits :
 - Combustible (essence ou 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'essai. Citons par exemple les mesures d'avance à l'injection, l'humidité de l'air...

IV.4. Méthodes de mesure sur banc d'essai

IV.4.1. 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 :

$$P = C * \omega$$

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 sachant que 1 cheval = 735,498 Watt

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

Il est important de noter que si la boîte à vitesse est indépendante du frein, la vitesse à prendre en considération est la vitesse de rotation du frein. Par contre, si la boîte à 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 [19].

IV.4.2. Mesure du couple

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. Pour notre banc d'essai, il s'agit de la méthode choisie. 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.

Nous pouvons aussi mesurer le couple à l'aide d'un torsiomètre. Il s'agit d'un appareil de mesures des déformations, du couple mécanique. Il comporte un arbre parfaitement élastique qui transmet le couple entre le moteur et la machine absorbant l'énergie [20].

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

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

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 .

$$C = k * \theta$$

Quant à la mesure de l'angle de rotation, celle-ci peut se faire par méthode optique ou inductive. L'intérêt d'utilisation de la mesure du couple par torsiomètre repose sur la possibilité d'effectuer les mesures instantanément pendant un fonctionnement transitoire du moteur.



Figure IV.2. Exemple de torsiomètre

IV.4.3. 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 :

IV.4.3.1. Appareils mécaniques :

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. Hélas, 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.

Tachymètre mécanique :

Appelé aussi chrono-totaliseur, il permet de totaliser les tours pendant un temps déterminé généralement inférieur à 3 secondes. Plus précis qu'un tachymètre centrifuge, il a néanmoins l'inconvénient de ne pas pouvoir offrir de mesures continues [21].

IV.4.3.2. Appareils électriques

Appareils à courant continu

Ils consistent en une génératrice à courant continu 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. L'inconvénient de ces appareils provient de l'existence de contacts tournants [21].

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.

IV.4.3.3. Appareils électroniques

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 [21].

IV.4.4. Mesure des débits de carburants

Sur un banc d'essai, il est primordial de connaître les valeurs des débits des différents fluides, notamment les débits des carburants (essence ou diesel) et 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.

IV.4.4.1. Débit moyen

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

IV.4.4.1.1. Mesure volumétrique

Il s'agit de placer une pipette sur le circuit d'alimentation en carburant. Il faut vérifier à choisir une forme de pipette telle que l'écoulement du carburant ne soit pas gêné et que la variation de la hauteur de charge entre le début et la fin de la mesure ne soit pas trop importante. Il faut rappeler aussi que le volume indiqué sur une pipette n'est exact que pour une température donnée. La masse volumique du carburant variant avec la température, il faudra connaître la température du carburant à l'intérieur même de la pipette [19].

IV.4.4.1.2. Mesure pondérale

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 :

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

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 [19].

IV.4.4.2. Débit instantané

Les méthodes précédentes fournissent les débits sur une période de temps déterminées 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 [22].

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.

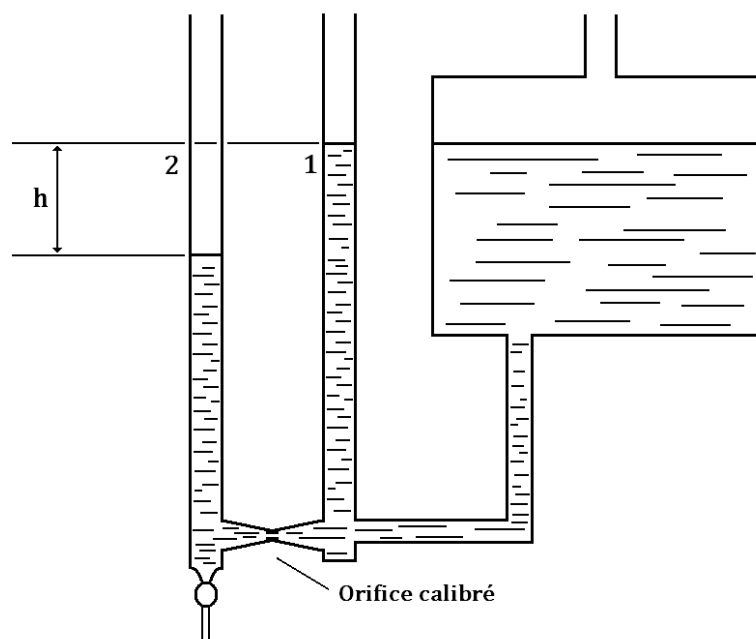


Figure IV.3. Méthode de calcul du débit instantané par orifice calibré [22]

Dans ces conditions, on a :

$$Q_v = C_q s \sqrt{2 g h}$$

Q_v : Débit volumique de carburant

C_q : Coefficient de débit de l'orifice calibré

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 rotamètres 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.

V.4.4.3. 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 :

$$Cs \text{ (g/ch.h)} = \frac{3600 * v_0 * \rho}{t_0} \frac{1}{P}$$

v_0 : Volume de carburant (cm^3)

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

t_0 : Temps de consommation du 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 :

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

Introduisons une constante k, ce qui nous donne :

$$P = k * C * N$$

Revenons ensuite à l'expression de la consommation spécifique :

$$C_s = \frac{3600 * v_o * \rho}{t_o} \frac{1}{k * C * N}$$

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

$$C_s = \frac{3600 * v_o * \rho}{t_o} \frac{1}{k * C * \frac{N_o}{t_o} * 60}$$

$$\text{Enfin : } C_s = \frac{60 * V_o * \rho}{k * C * N_o}$$

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.

IV.4.5. Mesure des débits de gaz

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 [19].

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

IV.4.5.1. 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 [23]. 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.

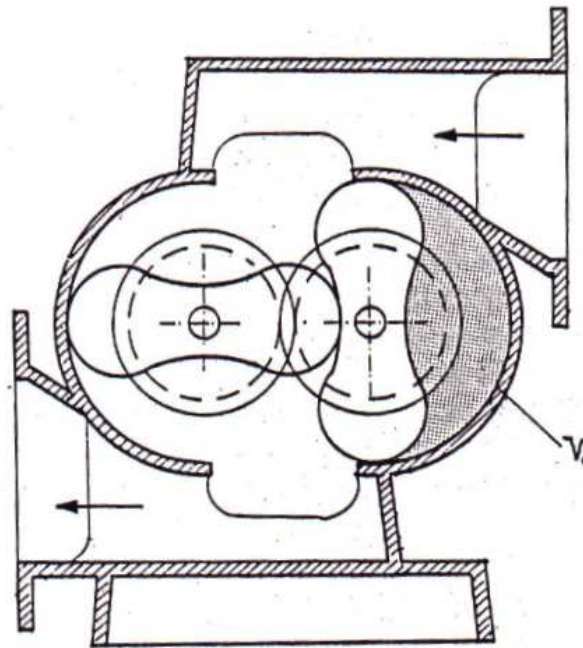


Figure IV.4. Mesure de débit par compteur à pistons rotatifs [23]

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.



Figure IV.5. Compteur à pistons rotatifs

IV.4.5.2. Débitmètres à pression différentielle

Compte tenu des relations existant entre la vitesse et la pression en différents points d'un fluide en écoulement, certains dispositifs particuliers peuvent ramener la mesure d'un débit à une simple détermination de différences de pression.

Ces dispositifs sont efficaces uniquement pour la mesure d'écoulements stables. Or, pour un banc d'essai, les mesures concernent les débits d'air à l'admission du moteur. Nous serons alors dans l'obligation de stabiliser l'écoulement.

Par ailleurs, comme pour les compteurs volumétriques, une perte de charge non négligeable est introduite par les débitmètres à pression différentielle. Nous veillerons à ce que l'ordre de grandeur de ces pertes n'influe pas sur les conditions de fonctionnement du moteur [19].

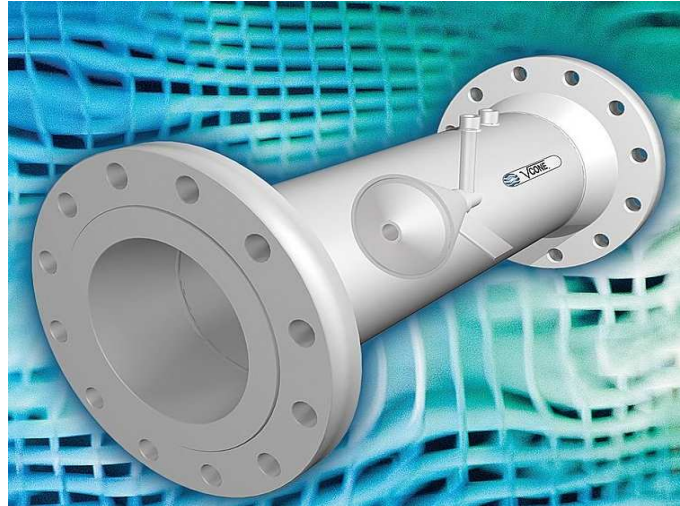


Figure IV.6. Débitmètre à pression différentielle

Voyons le principe de fonctionnement de ces dispositifs, et le calcul du débit en ayant recours à l'utilisation des pressions. Considérons que le fluide est parfait. En écrivant le principe de conservation d'énergie entre 1 et 2, nous avons :

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{\rho (V_2^2 - V_1^2)}{2}, \quad V_1 * S_1 = V_2 * S_2$$

ΔP : différence de pression statique entre amont et aval de l'orifice

V_1 : Vitesse d'écoulement du fluide en aval

V_2 : Vitesse d'écoulement du fluide en amont

S_1 : Section de passage du fluide en aval

S_2 : Section de passage du fluide en amont

ρ : Masse volumique du fluide

Tirons la valeur de la vitesse en amont de l'orifice V_2 :

$$V_2 = \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1 - (S_2/S_1)^2}}$$

Or $Q_v = V_1 * S_1 = V_2 * S_2$

Le débit volumique dans l'orifice est donc égal à : $Q_v = \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}} \frac{S_2}{\sqrt{1 - (S_2/S_1)^2}}$

IV.4.5.3. Tube de Pitot

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 [24] :

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

$$\text{Donc : } V = \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}$$

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 donné par :

$$Q_v = K * S * K_1 * \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}$$

S : Section de passage

K₁ : Coefficient tenant compte de l'inégalité de répartition des vitesses dans le fluide.

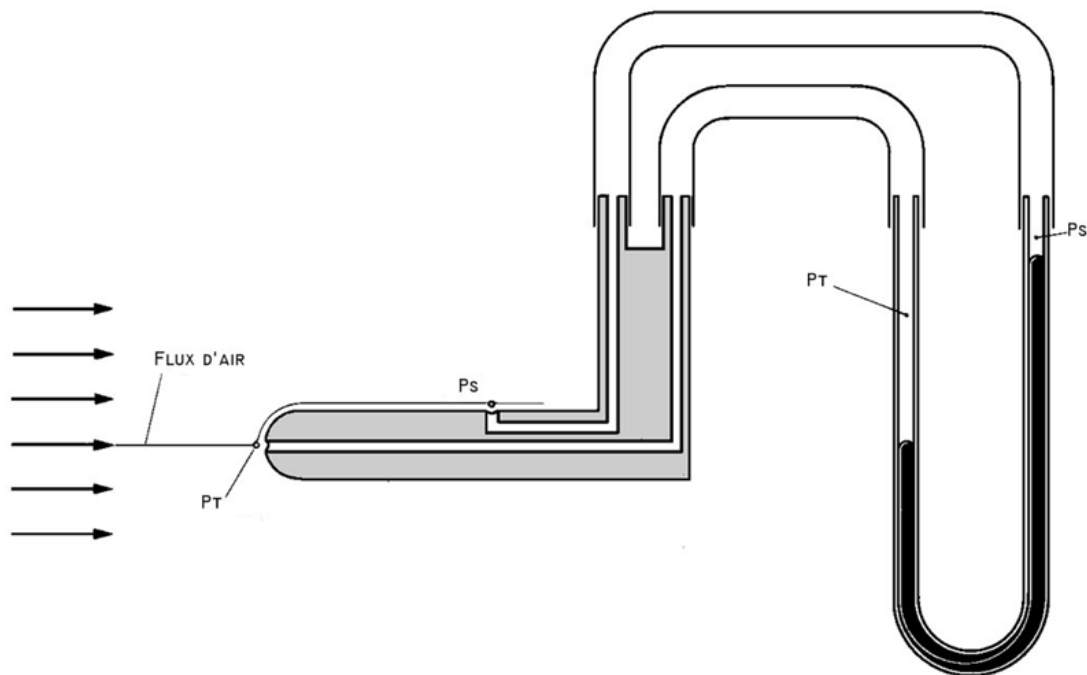


Figure IV.7. Tube de Pitot [24]

IV.4.6. 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.

IV.4.6.1. Thermomètres à dilatation

Ici, c'est la dilatation des corps qui sera le phénomène image de la grandeur thermométrique. On constate en effet que le volume d'un corps augmente en général, lorsque sa température s'élève (sans qu'il y ait de changement d'état physique). 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 trois types de thermomètres à dilatation.

IV.4.6.1.1. Thermomètres 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 [19]:

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

V : Volume

β : Coefficient de dilatation volumique

T : Température

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

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

IV.4.6.1.2. Thermomètres à dilatation de gaz

L'équation d'un gaz parfait est : $PV = nRT$, avec :

- n : Nombre de moles
- $R = 8,31 \text{ J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
- 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 [19].

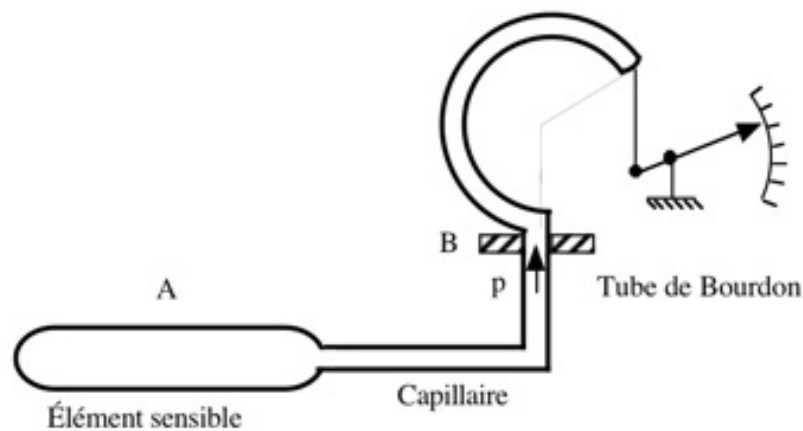


Figure IV.8. Principe de fonctionnement d'un thermomètre à dilatation de gaz [19]

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.

IV.4.6.1.3. Thermomètres à tension de vapeur

On appelle tension de vapeur d'un liquide, la pression sous laquelle ce liquide est en équilibre thermodynamique avec sa phase vapeur. La tension de vapeur n'est fonction que de la température d'un liquide donnée. A une température correspond pour le liquide choisi une pression de vapeur fixe.

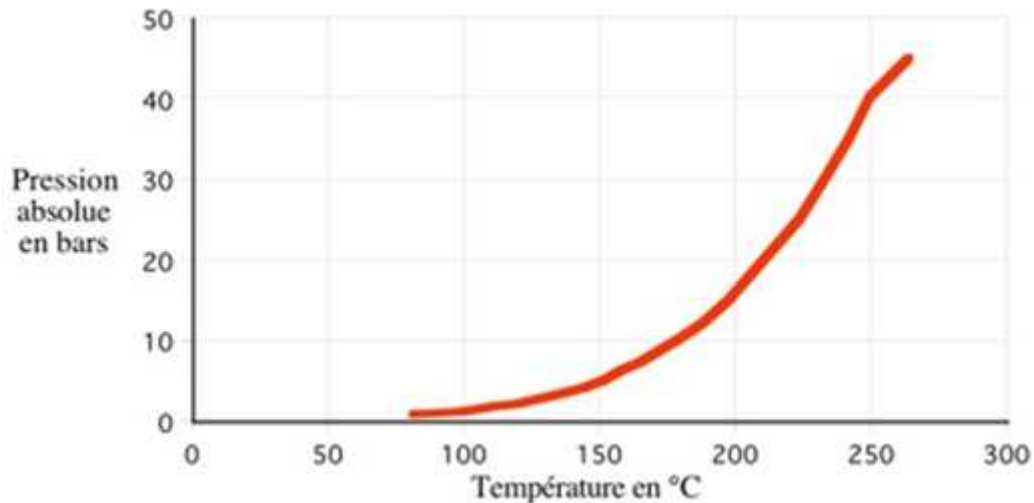


Figure IV.9. Tension de vapeur saturante en fonction de la température

La mesure de la tension de vapeur d'un liquide permet donc de connaître sa température. La mesure thermométrique se fait par l'intermédiaire d'une mesure de pression. Les thermomètres à tension de vapeur sont très sensibles. Mais la graduation n'est pas linéaire, comme le montre la courbe de tension de vapeur ci-dessus.

L'élément sensible est une sonde analogue à celle du thermomètre à gaz, mais le tube de raccordement plonge dans la sonde. Celle-ci et le tube de raccordement sont garnis de liquide vaporisable. Lorsque la sonde est placée dans une enceinte chaude, une partie du liquide se vaporise. Un équilibre liquide/vapeur s'établit, fonction de la température. En même temps, la pression a augmenté pour se fixer à la valeur de la tension de vapeur du liquide. Cette pression est transmise par le liquide au manomètre de mesure qui agit sur l'élément indicateur.

On peut utiliser ces appareils principalement sur les circuits de liquides (eau de refroidissement du moteur), dans la mesure où leur adaptation est possible compte tenu du volume de la sonde.

IV.4.6.2. 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 [25].

IV.4.6.2.1. 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 :

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

α : coefficient de la variation de la résistance.

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 [25].

IV.4.6.2.2. 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.



Figure IV.10. Thermistances

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 [25].

IV.4.5.2.3. Thermocouples

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.

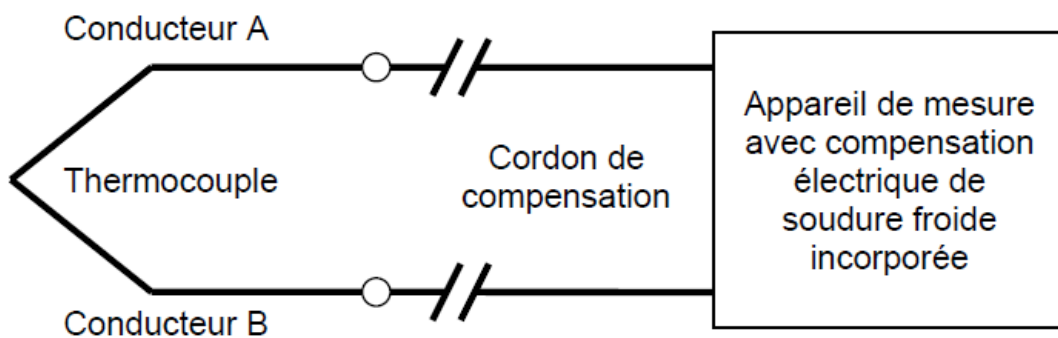


Figure IV.11. Circuit d'un thermocouple [25]

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.

Voici les courbes des différents types de thermocouples pour une jonction de référence à 0°C.

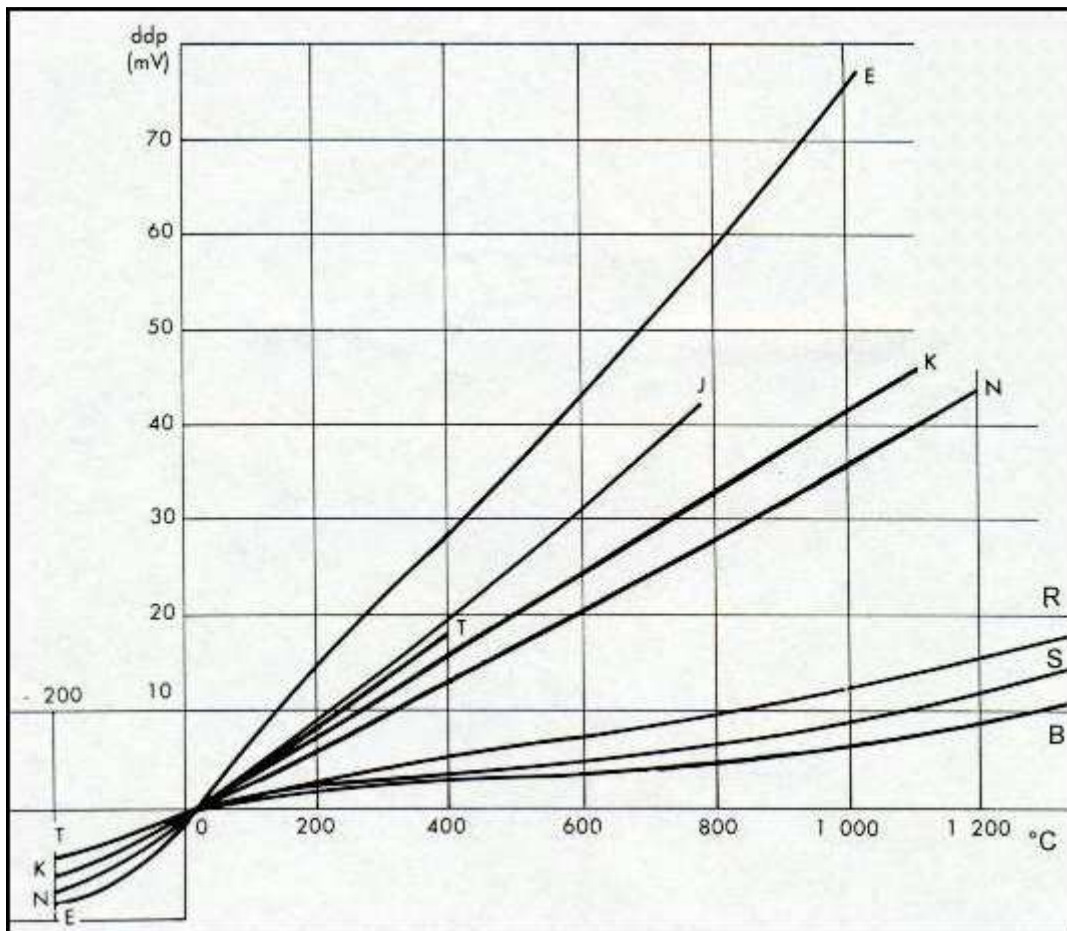


Figure IV.12. Forces électromotrices des différents types de thermocouples [25]

IV.4.7. Mesure des pressions

Il existe des manomètres pour mesurer une très large gamme de pressions. Dans le cadre de la conception de notre banc d'essai, nous pouvons avoir recours au manomètre à tube de Bourdon. On utilise ce type de manomètre pour mesurer la pression des gaz ou des liquides non visqueux [24].

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.

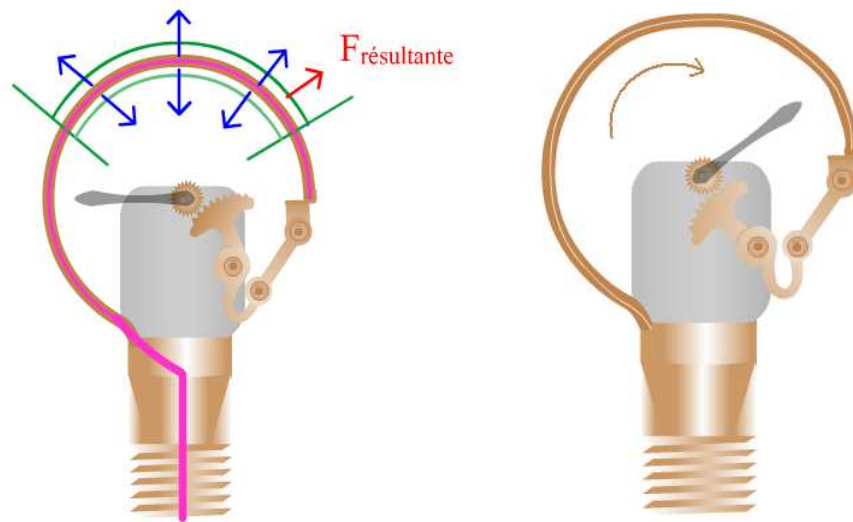


Figure IV.13. Principe de fonctionnement d'un manomètre à tube de Bourdon [24]

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.

Une autre méthode de mesure de la pression consiste en l'utilisation des propriétés de piézoélectricité de certains corps. Ceux – ci se polarisent électriquement sous l'action d'une contrainte mécanique. Ils sont reliés à des capteurs de pression dits piézoélectriques. Généralement, ce genre d'application se destine aux mesures des hautes pressions avec une précision accrue.

IV.5. Conclusion

Nous avons vu à travers ce chapitre, les différentes méthodes permettant de déterminer les valeurs propres au fonctionnement d'un moteur. Toutes les mesures étant maintenant réunies pour accompagner la bonne marche du banc d'essai, nous pouvons attaquer le chapitre concernant la conception de ce dernier.

Chapitre V

Conception du banc d'essai biocarburant

V.1. Introduction

Après l'étude des différents biocarburants et la mise en place des instruments de mesure de toutes les grandeurs, le cinquième et dernier chapitre concerne la partie réalisation de l'étude. Il n'est jamais facile d'offrir une conception de banc d'essai parfaite. Il y est souvent question de compromis et d'équilibre.

Ici, l'aspect le plus important consiste à faire les meilleurs choix de composants. Il faut non seulement comparer mais surtout analyser la faisabilité d'adaptation dans l'objectif d'installer un banc d'essai efficace dans la Maison Verte de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger.

Ce chapitre sera donc consacré notamment au dimensionnement du frein, à son accouplement avec le moteur, et enfin à l'étude de l'installation.

V.2. Présentation et éléments constitutifs du banc d'essai

Un banc d'essai consiste essentiellement en un appareil dit « frein d'absorption » permettant d'accaparer la puissance fournie par le moteur en la transformant en chaleur absorbée par un système de refroidissement ou en énergie électrique.

La résistance offerte par le frein étant réglable, on peut faire fonctionner le moteur au régime voulu. A ces parties s'ajoutent un tableau de contrôle appelé aussi pupitre de commandes comprenant tous les appareils de mesure nécessaires ainsi que les systèmes d'alimentation en eau et en carburant.

V.2.1. Composition d'un banc d'essai classique

L'implantation d'un banc d'essai nécessite au préalable que l'on dresse une liste de ces composants. Détaillons ces éléments :

- Tableau de commandes : de commande et de mesure, un pupitre doit être installé de façon à gérer les données moteur, frein et fluides (gaz, arrivée d'eau...). Pour des raisons de sécurité, le pupitre doit de préférence se trouver à l'extérieur de l'enceinte même de marche de banc d'essai.

- Frein : appareil utilisé dans un banc servant à maintenir le moteur dans des conditions déterminées nécessaires pour les mesures. Il en existe plusieurs types (hydrauliques, électriques...) et représente un élément capital du banc d'essai.
- Accouplement frein-moteur : Les couples que le moteur transmet au frein pouvant s'avérer assez importants, il est nécessaire de dimensionner une transmission assez résistante.
- Appareillage de mesure : le banc d'essai est équipé de capteurs de mesure à plusieurs niveaux. Ces appareils sont décrits dans le chapitre précédent.
- Appareillage mécanique : il s'agit de tous les autres éléments constitutifs du banc d'essai (bobine et distributeur d'allumage, filtre à huile, échappement, échangeurs...).
- Conduites : d'eau, d'huile, circuit de lubrification et circuit de refroidissement du moteur.
- Réservoir : d'essence ou de gazole selon le type de moteur en fonctionnement.
- Supports : à installer sur les fondations, ses dimensions doivent suffire à accueillir et supporter le banc d'essai.

Le banc d'essai dont on se propose de faire la conception dans ce projet est réservé aux moteurs fonctionnant aux biocarburants en particulier. Les différences entre un banc de ce type et un banc traditionnel sont relativement faibles. Néanmoins, quelques modifications sont nécessaires. On détaillera celles-ci tout au long de ce chapitre.

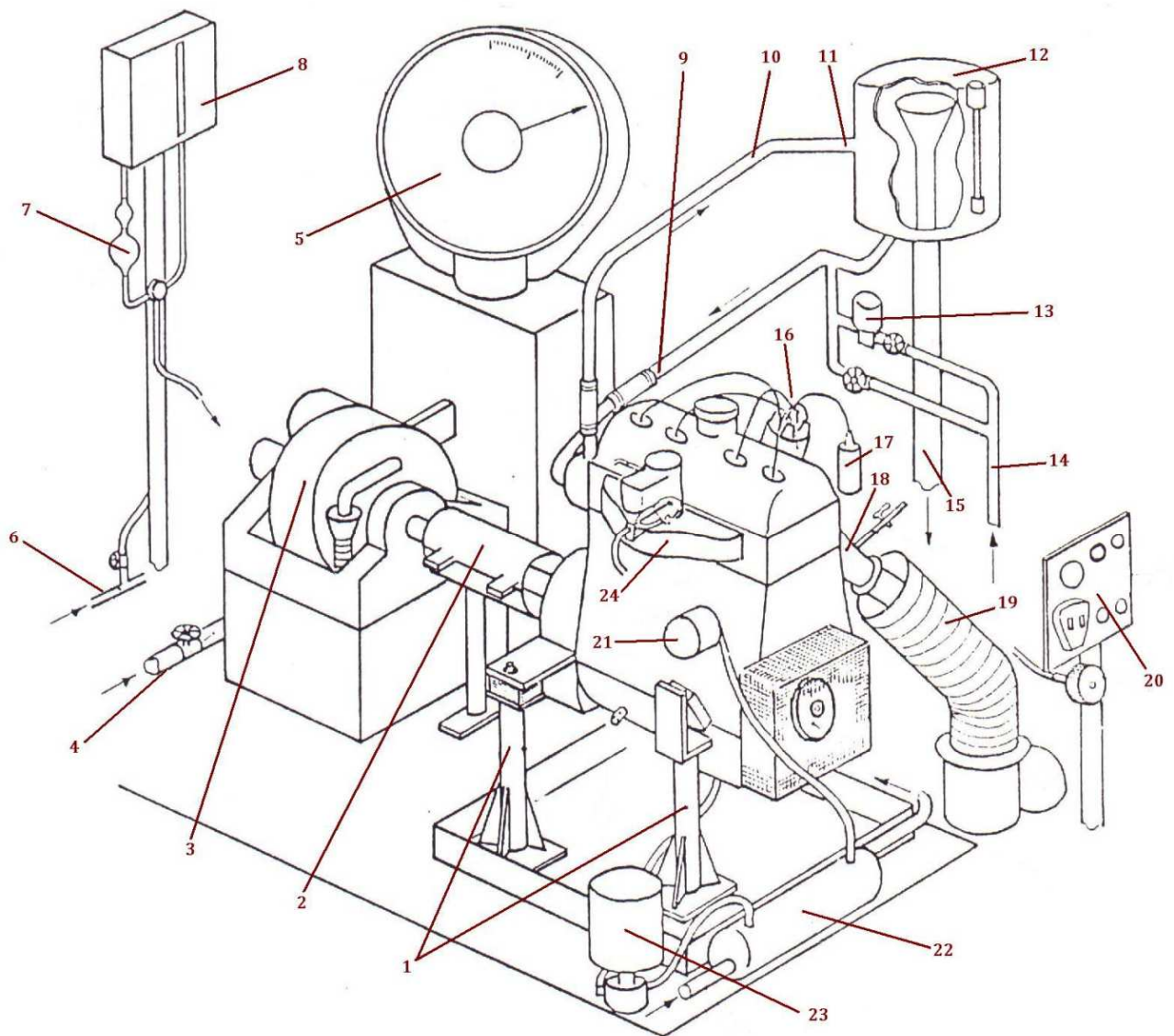


Figure V.1. Schéma d'installation du moteur en banc d'essai

- | | |
|---|---|
| 1 : Supports moteur | 13 : Régulation de température d'eau |
| 2 : Protection de l'accouplement Frein-Moteur | 14 : Arrivée d'eau froide |
| 3 : Frein | 15 : Trop plein |
| 4 : Arrivée d'eau de frein | 16 : Distributeur d'allumage |
| 5 : Balance de mesure du couple | 17 : Bobine d'allumage |
| 6 : Alimentation en biocarburant | 18 : Echappement |
| 7 : Mesure de consommation | 19 : Aspiration |
| 8 : Réservoir (bioéthanol ou biodiesel) | 20 : Pupitre de commandes |
| 9 : Arrivée d'eau | 21 : Filtre et contrôle de pression d'huile |
| 10 : Retour d'eau | 22 : Echangeur eau/huile |
| 11 : Contrôle de température d'eau | 23 : Pompe électrique |
| 12 : Bac de mélange | 24 : Carburateur |

V.2.2. Spécificités du banc d'essai biocarburant

La transformation d'un banc d'essai classique en banc d'essai biocarburant nous oblige à effectuer quelques retouches minimales par rapport à une conception classique. Il est important de noter que ces modifications sont relativement simples et qu'une transformation de banc d'essai déjà existant en banc d'essai biocarburant est facilement réalisable. Néanmoins, dans notre étude, il est intéressant de prévoir une installation complètement dédiée à une utilisation efficace des biocarburants.

- Deux réservoirs de biocarburants doivent être installés. L'un contenant du bioéthanol, le deuxième du biodiesel. Selon le type de moteur placé sur le banc, on choisira le réservoir approprié. De façon à éviter les risques de contact entre biocarburants ou de mauvaise alimentation, il faudra concevoir deux conduites d'alimentation séparées et utiliser des vannes de séparation.
- La capacité de fonctionnement de l'installation avec deux types de biocarburants entraîne un enchaînement de montages puis de démontages des moteurs sur le banc. Pour cela, il faudra veiller à ce que l'accès soit facile et l'emplacement du moteur bien étudié.
- Un appareillage de mesure supplémentaire est obligatoire. En plus de ceux déjà décrits dans le quatrième chapitre, il faut inclure des appareils supplémentaires. Reliés directement aux réservoirs, ils nous donneront des informations propres aux biocarburants, par exemple le taux d'alcool.
- Par mesure de précaution, il faudra procéder à une vérification des adaptations moteurs avant la mise en marche d'un moteur sur le banc. Cela ne concerne pas directement pas le banc d'essai mais le fonctionnement d'un moteur classique non adapté aux biocarburants risquerait d'altérer des éléments notamment l'accouplement entre moteur et frein. Ce point s'applique particulièrement aux moteurs essence.

V.3. Choix du moteur

Le banc d'essai sera conçu en vue d'accueillir un type bien précis de moteur. Le choix du moteur est donc un point stratégique de l'étude. Or, nous avons opté pour une double capacité de fonctionnement (essence et gazole). Cela représente une contrainte importante du projet.

Deux solutions complètement différentes s'imposaient alors à nos yeux. La première consistait à élaborer un banc capable d'accepter les deux types de moteurs. La deuxième quant à elle était de concevoir deux bancs distincts, chacun prenant en charge un moteur, c'est-à-dire un banc d'essai bioéthanol et un banc d'essai biodiesel. Pour des raisons évidentes de coût de fabrication et d'espace, cette dernière solution fût rejetée.

L'idée fût alors de baser notre recherche sur le choix de deux moteurs d'énergies différentes fonctionnant environ dans des domaines de puissance équivalents. Il était nécessaire aussi que la cylindrée soit approximativement égale. Une fois ces moteurs trouvés, le dimensionnement du banc d'essai se ferait selon les caractéristiques de l'un des deux. Le second possédant une fiche technique proche du premier pourrait être monté aussi sur le banc. Au final, le résultat serait un banc d'essai pouvant accueillir deux types de motorisations.

Nos recherches de moteurs nous ont amené pour des raisons de puissance relativement importante et de disponibilité sur le marché national au choix des deux moteurs de Peugeot 308 suivants [26]:

- 1,6 VTi Essence 120 cv.
- 1,6 HDi Diesel 110 cv.

Il est important d'insister sur le fait qu'il s'agit de deux motorisations très similaires en termes de puissance et de cylindrée. Autrement, deux dimensionnements distincts auraient été obligatoires.

Le modèle choisi pour notre dimensionnement est le modèle essence dont voici les principales caractéristiques du moteur [26]:

- Moteur Peugeot 308 1,6 VTi 120 cv
- Cylindrée de 1598 cm³
- 16 soupapes
- Puissance maximale de 88 kW à 6000 tr / mn
- Couple maximal de 160 Nm à 4250 tr / mn.



Figure V.2. Moteur de notre banc d'essai (Peugeot 308 1,6 VTi 120 cv) [26]

V.4. Frein

V.4.1. Fonctionnement

On utilise un frein dans le but de permettre au moteur d'être maintenu dans des conditions de fonctionnement prédéterminées pour effectuer les mesures voulues. Pour cela un frein doit réunir les conditions suivantes :

- Absorber la puissance effective du moteur dans le domaine de charges et de vitesses de rotation choisies.
- Maintenir un couple de freinage constant pendant un temps suffisamment long.
- Maintenir le régime lors des variations accidentelles de charge.

Le principe de fonctionnement d'un frein consiste en la transformation de l'énergie mécanique produite par le moteur en chaleur ou en énergie électrique. Suivant le mode de transformation on peut distinguer différentes catégories de freins :

- Freins hydrauliques
- Freins électriques
- Freins à friction...

V.4.2. Montage du frein en balance

La mesure du couple est généralement obtenue par montage du frein en balance. Le stator du frein est libre d'osciller entre deux butées autour du même axe que l'axe de rotation du rotor par l'intermédiaire de deux roulements à billes. Les forces extérieures auxquelles est soumis le stator sont :

- Son poids P dont la résultante possède un moment nul par rapport à son axe de rotation.
- Le couple moteur transmis par l'intermédiaire du rotor.
- Le couple de basculement du stator.

Pour une vitesse de rotation uniforme du moteur, à l'égalité entre le couple moteur et le couple de basculement, le stator garde une position d'équilibre. Le couple est obtenu au moyen de pesons électriques ou de poids placés à l'extrémité d'un bras de levier [27].

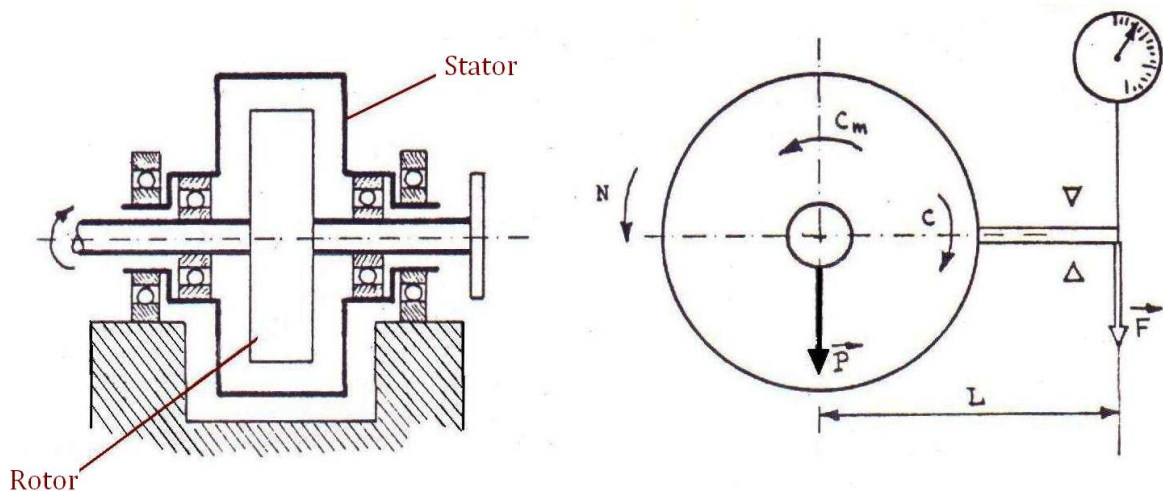


Figure V.3. Montage du frein en balance [27]

V.4.3. Stabilité de l'ensemble frein-moteur

La stabilité de l'ensemble est assurée lorsque pour un régime qui augmente, le couple de freinage augmente plus rapidement que le couple moteur. La stabilité sera accrue lorsque l'angle α sera grand.

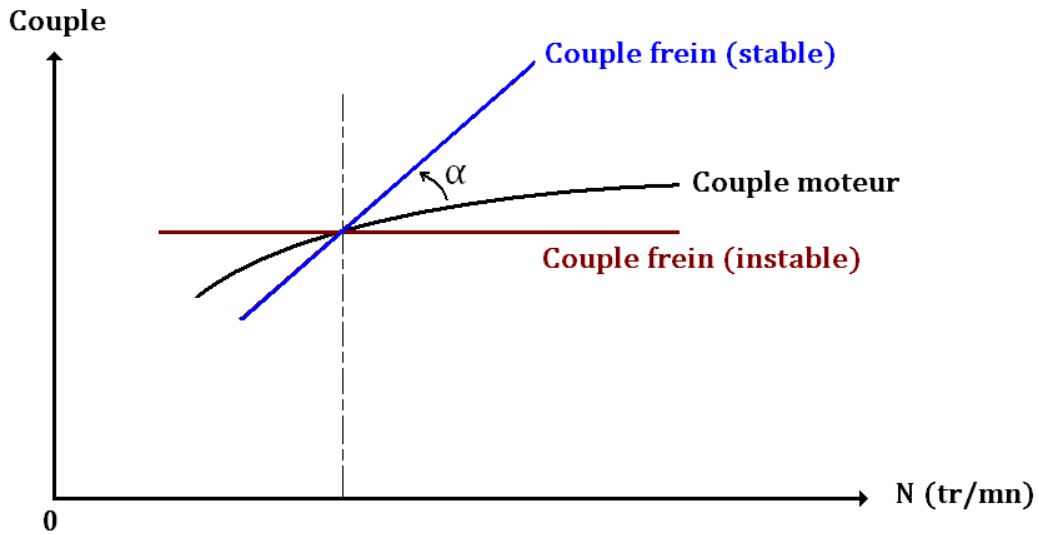


Figure V.4. Stabilité de l'ensemble moteur-frein [27]

V.4.4. Régime

Voyons les caractéristiques du freinage en fonction du régime de fonctionnement du moteur.

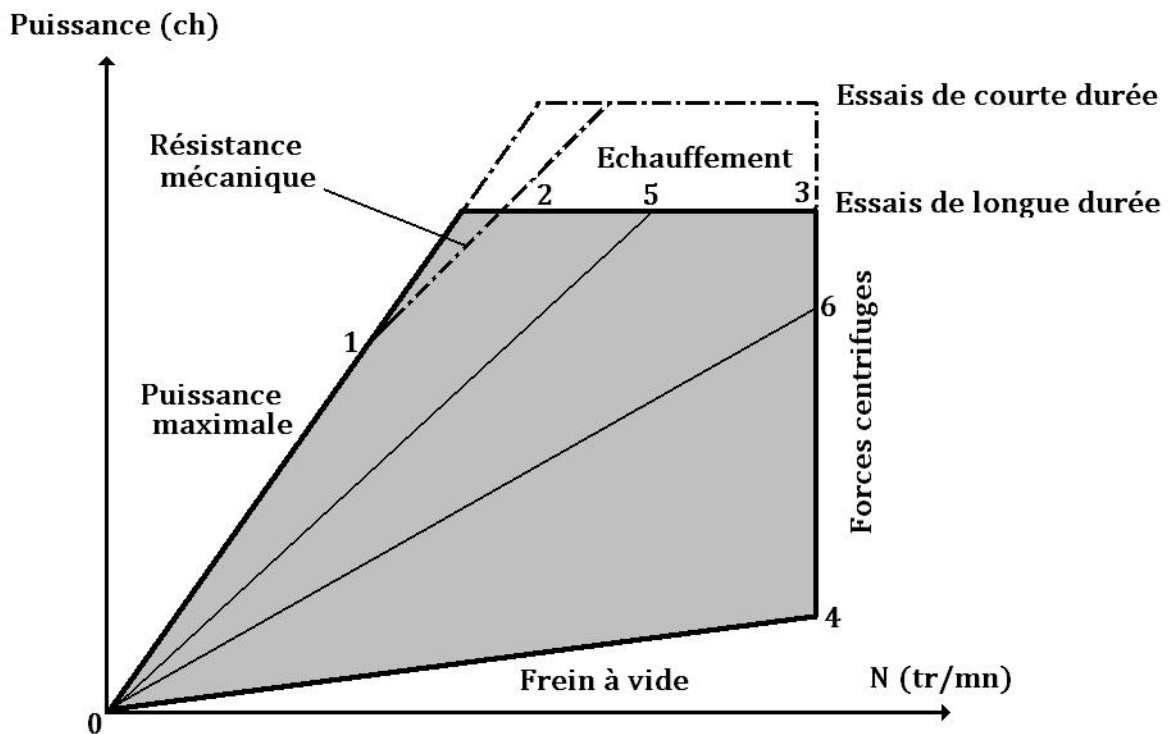


Figure V.5. Caractéristiques de freinage en fonction du régime [27]

La zone fermée 0-1-2-3-4-0 correspond au domaine où le frein assure l'absorption de la puissance du moteur. Pour des raisons physiques et techniques, ce diagramme est limité par les lignes suivantes [27]:

- 0 → 1 : correspond au maximum de puissance pouvant être absorbée par le frein et constitue la caractéristique du frein à pleine charge.
- 1 → 2 : correspond à la limitation de puissance imposée par le couple limite compatible avec la résistance mécanique de l'arbre et du rotor.
- 2 → 3 : correspond à la puissance limite conditionnée par l'échauffement des enroulements pour les freins électriques ou de l'eau de refroidissement pour les freins hydrauliques.
- 3 → 4 : correspond à la limitation imposée par la vitesse maximale de rotation à laquelle le rotor peut tourner avec une sécurité suffisante compte tenu de sa résistance mécanique.
- 4 → 0 : correspond à l'utilisation du frein à vide.

Quant à 0-5 et 0-6, ce sont des exemples de caractéristiques de freinage obtenues pour un réglage donné du dispositif de régulation.

Le frein à accoupler à notre moteur sera choisi de telle façon que la courbe de puissance maximale du moteur s'inscrive entièrement à l'intérieur du diagramme de charge du frein. Les diagrammes caractéristiques des freins sont en règle générale présentés en coordonnées log-log comme sur la figure suivante :

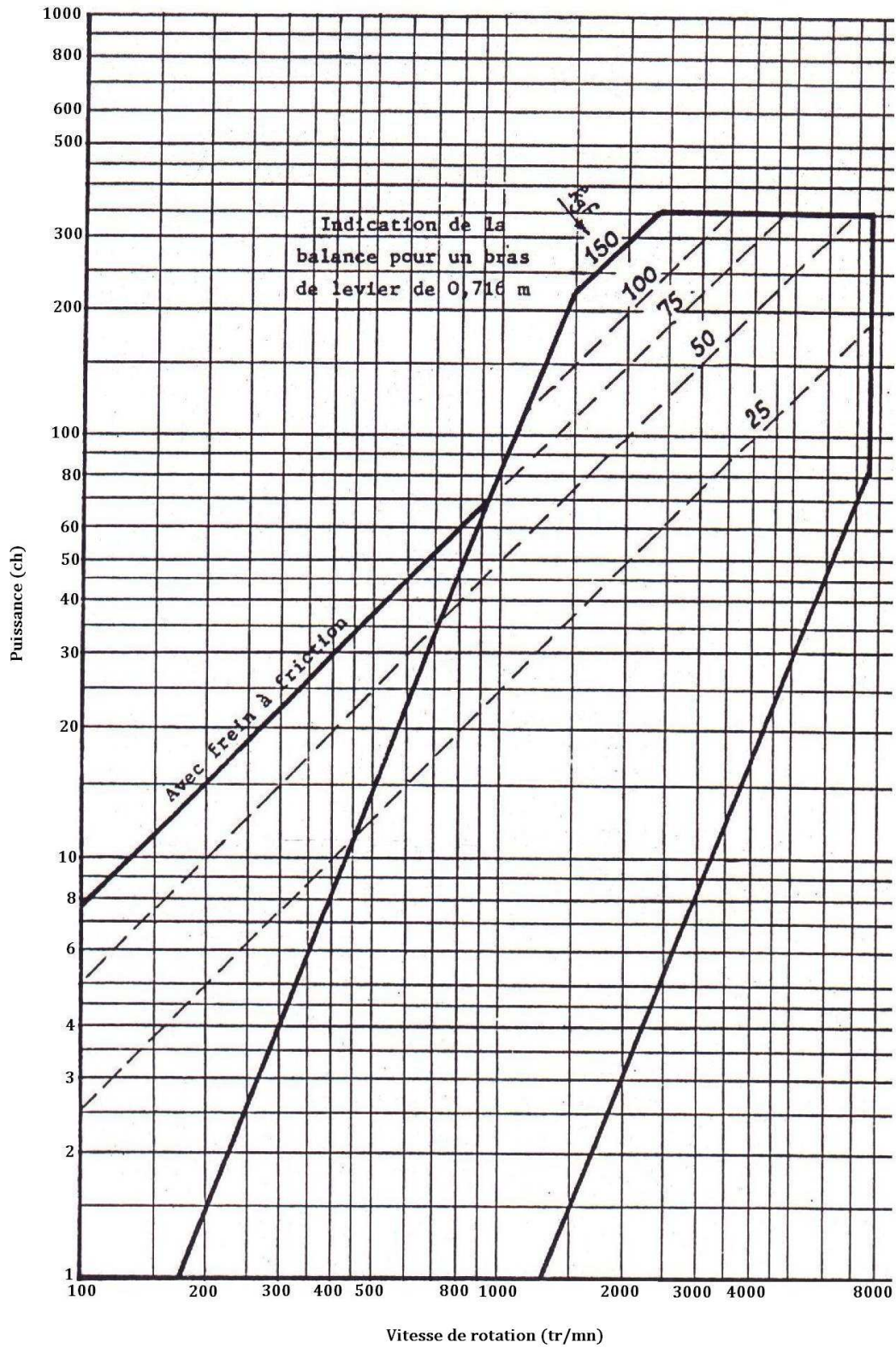


Figure V.6. Exemple de diagramme caractéristique d'un frein hydraulique SCHENCK [28]

V.4.5. Exemples de freins

V.4.5.1. Freins hydrauliques

Un frein hydraulique se compose d'un rotor solidaire d'un arbre accouplé en bout du moteur. Ce rotor tourne à l'intérieur d'un carter monté autour de l'arbre. Le rotor et l'intérieur du carter sont munis d'alvéoles en regard les unes des autres. Entre rotor et carter circule un courant d'eau sous pression. La résistance présentée par l'eau au mouvement du rotor réagit sur le carter qui tend à tourner sur ses paliers. Un système de cloisons est interposé entre les aubes du rotor et celles du carter. La résistance du frein s'accroît avec l'ouverture de ces cloisons.

Les freins hydrauliques permettent l'absorption de puissances importantes pour un poids et un encombrement réduits. D'autre part le rotor présente une faible inertie ce qui implique une diminution des problèmes d'accouplement entre moteur et frein. Voyons quelques modèles de freins hydrauliques :

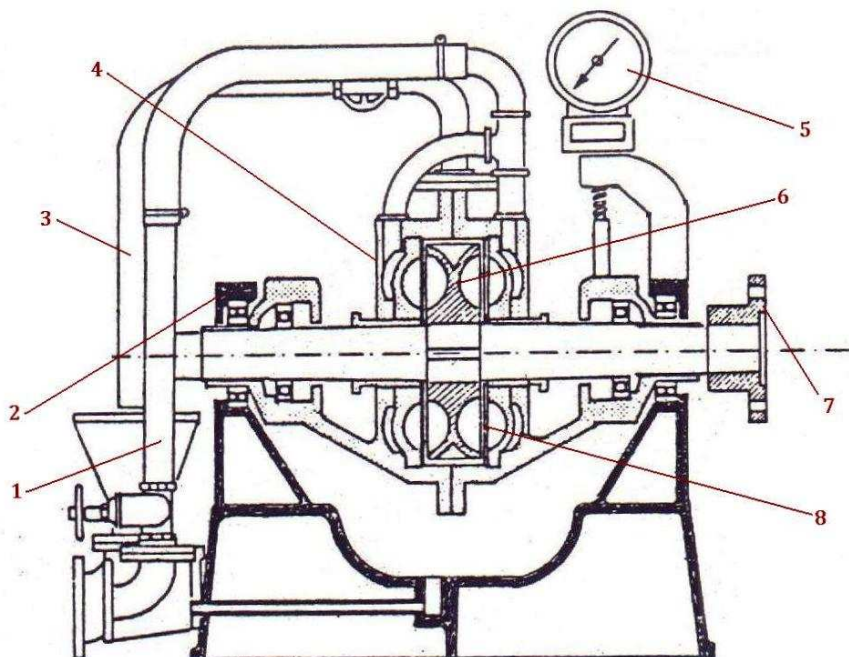


Figure V.7. Schéma d'un frein hydraulique FROUDE [29]

- | | |
|-------------------|------------------|
| 1 : Arrivée d'eau | 5 : Tachymètre |
| 2 : Palier | 6 : Rotor |
| 3 : Sortie d'eau | 7 : Accouplement |
| 4 : Carter | 8 : Cloisons |

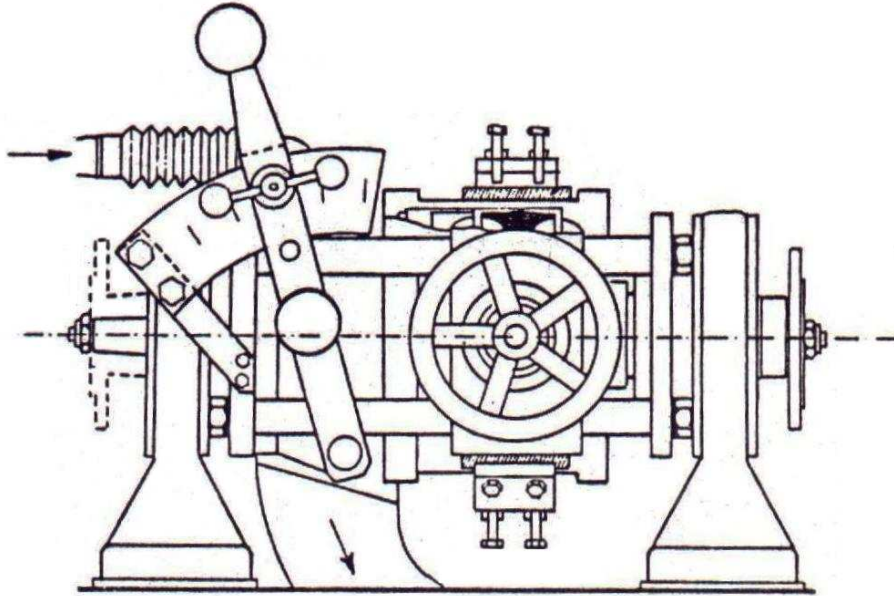


Figure V.8. Schéma de frein hydraulique dynamométrique SCHENCK avec frein à friction
[28]

V.4.5.2. Freins électriques

Ils peuvent être de deux types. Soit à courant continu, dans ce cas on accouple au moteur le rotor d'une génératrice à courant continu qui débite dans un système de résistances. Le deuxième type est le frein électromagnétique. Dans ce cas, le carter du frein est monté en balance et enveloppe le rotor dont la périphérie est dentée et les deux demi-arbres bridés de part et d'autre.

Un bobinage d'excitation est monté à la périphérie du carter et des chambres de refroidissement sont prévues de part et d'autre du rotor. Les courants créés produisent un champ magnétique s'opposant au champ d'excitation et exerçant un effet de freinage dépendant de la tension d'excitation.

Les freins électromagnétiques sont d'un coût beaucoup plus élevé que les freins hydrauliques. Malgré cela, ils sont généralement très employés en raison de leurs avantages : couple résiduel très faible, faible inertie du rotor, très grande sensibilité...

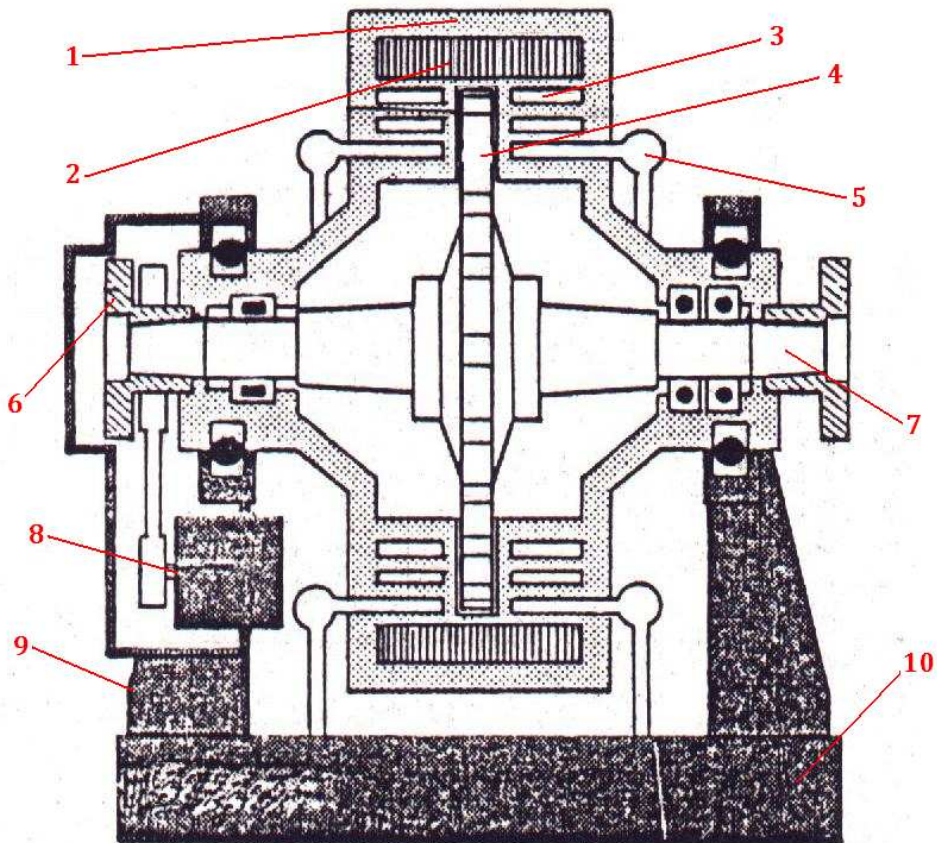


Figure V.9. Frein électromagnétique SCHENCK [30]

- | | |
|---------------------------------|------------------------------|
| 1 : Carter du frein | 6 : Bride d'accouplement |
| 2 : Bobine d'excitation | 7 : Arbre de frein |
| 3 : Chambres de refroidissement | 8 : Générateur tachymétrique |
| 4 : Roue polaire | 9 : Palier support |
| 5 : Refroidissement par eau | 10 : Châssis |

V.4.6. Dimensionnement du frein

Pour la partie dimensionnement, portons notre choix sur un frein hydraulique classique de marque Schenck. Ce genre de frein offre les avantages suivants :

- Résistance à l'utilisation pour des puissances élevées
- Coût relativement faible (en comparaison aux freins électromagnétiques notamment)
- transmission du couple par peson électrique
- Diagramme de puissance élargi et vitesse de rotation élevées
- Longévité de fonctionnement et entretien réduit

V.4.6.1. Dimensionnement de l'arbre du rotor

La condition de rigidité à la torsion est donnée par la relation [31]:

$$\frac{Mt}{G \cdot Ip} \leq \theta$$

G : module d'élasticité

Ip : moment d'inertie polaire

θ : angle de déformation

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$$

μ : coefficient de Poisson ($\mu = 0,3$)

$$\theta = 0,25 \text{ } ^\circ / \text{m} = \frac{0,25 \cdot 10^{-3} \pi}{180} \rightarrow \theta = 4,36 \cdot 10^{-6} \text{ rd} / \text{mm}$$

D'autre part : $Mt = C_{max} = 160 \text{ Nm}$ et $Ip = \frac{\pi D^4}{32}$ (pour l'arbre complet).

$$\frac{32 C_{max}}{\pi G D^4} \leq \theta \rightarrow D^4 \geq \frac{32 C_{max}}{\pi \theta G}$$

$$D \geq \left(\frac{32 \cdot 160 \cdot 10^{-3} \cdot 180 \cdot 10^3}{\pi^2 \cdot 80,7 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3}} \right)^{\frac{1}{4}} \rightarrow D \geq 46,395 \text{ mm}$$

En raison du système de transmission de l'arbre au rotor, il est préférable de prendre un diamètre minimal supérieur, donc :

$$D = 50 \text{ mm} \rightarrow R = 25 \text{ mm}$$

V.4.6.2. Dimensionnement de l'anneau liquide

Il est nécessaire déterminer les différentes dimensions du rotor ainsi que celles des alvéoles. Voyons la formule du moment de freinage [29] :

$$M_f = \frac{Z K_f \gamma a n^2}{4,4 \cdot 10^4} (R_2^5 - R_1^5)$$

M_f : moment de freinage

Z : nombre d'aubes pris. Dans notre cas, $Z = 36$

K_f : coefficient de forme, pour les aubes semi elliptiques, $K_f = 1,62$

γ : masse spécifique de l'eau de freinage, $\gamma = 10^4 \text{ N} / \text{m}^3$

a : pente de l'aube tangente à l'angle formé par le bord et l'axe de l'aube

n : vitesse de rotation pour le couple maximum

R_1 : rayon minimum de l'anneau

R_2 : rayon maximum de l'anneau

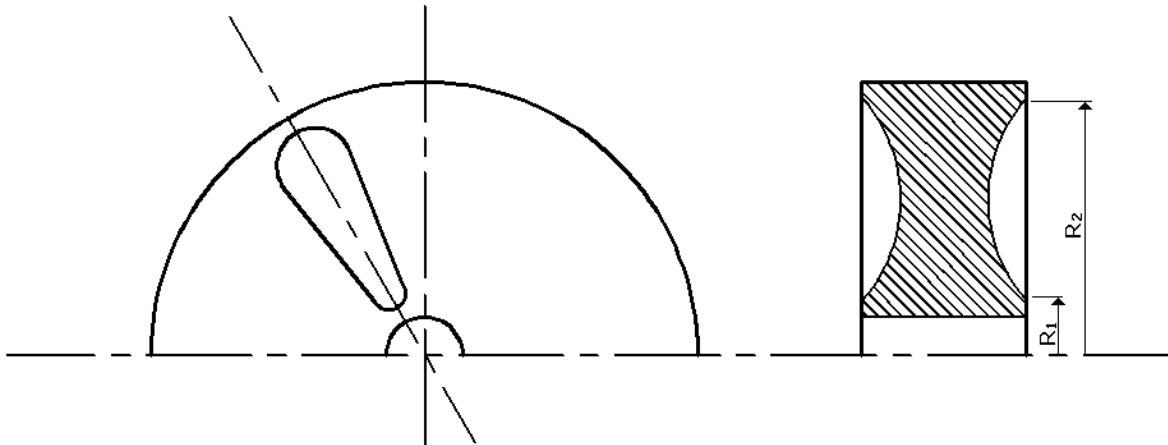


Figure V.10. Rayons minimum et maximum de l'anneau liquide

Par le calcul de l'angle formé par l'axe et le bord de l'aube, on trouve par la tangente que la $a = 0,122$.

Pour avancer dans notre dimensionnement, nous devons effectuer la considération selon laquelle le moment de freinage est égal au couple maximum :

$$M_f = C_{\max} = 160 \text{ Nm.}$$

Notons qu'en réalité, cette égalité n'est pas vraie car la puissance développée par le moteur n'est pas totalement transformée en chaleur dans le frein vu les pertes mécaniques dans les différents organes de transmission. Donc, en pratique le moment de freinage est inférieur au couple moteur.

De la, on tire l'expression de R_2 :

$$R_2 = \left(\frac{4,4 \cdot 10^4 \cdot M_f}{Z \cdot K_f \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot n^2} + R_1^5 \right)^{1/5}$$

Au niveau du couple maximal $C_{max} = 160 \text{ Nm}$, la vitesse de rotation est égale à 4250 tours par minute donc $n = 4250 \text{ tr / mn}$.

A ce niveau, il nous faut fixer nous-mêmes une valeur à R_1 pour pouvoir calculer R_2 . La valeur du rayon minimum de l'anneau liquide est généralement fixée selon la puissance du frein. Dans notre cas, fixons R_1 à 50 mm. Nous pouvons donc calculer R_2 :

$$R_2 = \left(\frac{4,4 \cdot 10^4 \cdot 160}{36 \cdot 1,62 \cdot 10^4 \cdot 0,122 \cdot 4250^2} + 0,05^5 \right)^{1/5} \rightarrow R_2 = 0,0896 \text{ m}$$

En résumé, on peut dimensionner l'anneau liquide par ses deux rayons :

- Rayon minimum $R_1 = 50 \text{ mm}$.
- Rayon maximum $R_2 = 90 \text{ mm}$.

V.4.6.3. Dimensionnement du rotor

Le rotor est soumis essentiellement à la force de freinage ainsi qu'à sa propre inertie. Vu la présence d'alvéoles des deux faces du rotor, les forces du jet de liquide s'annulent.

La zone comprise entre les rayons R_2 et R_3 étant soumise uniquement à l'inertie du liquide compris dans les alvéoles (inertie très faible), il n'y a pas d'intérêt à ce que cette zone soit grande. Fixons donc une valeur de R_3 proche de R_2 , par exemple : $R_3 = R_2 + 10 = 100 \text{ mm}$.

Les aubes sont semi elliptiques, possédant une forme relativement compliquée à analyser, on prendra une forme simplifiée. On étudiera donc la section minimale au travers de l'alvéole.

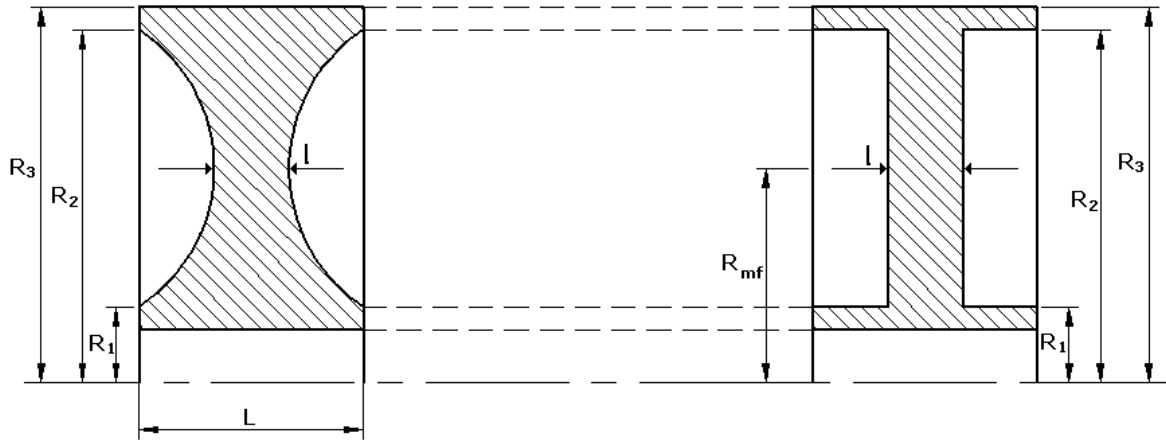


Figure V.11. Schéma de la forme simplifiée des aubes

En sachant que la contrainte d'inertie est maximale pour $r = R_1$ dans la section d'épaisseur l . On calcule les contraintes σ_t et σ_r provoquées par l'inertie de la couronne entre R_1 et R_3 .

$$P = \frac{1}{2 \pi R_1 l g} \int_{R_1}^{R_3} r \omega^2 dm$$

$$\text{avec } dm = \gamma 2 \pi r dr l \quad \rightarrow \quad P = \frac{\gamma \omega^2}{R_1 g} \int_{R_1}^{R_3} r^2 dr = \frac{\gamma \omega^2}{3 R_1 g} (R_3^3 - R_1^3)$$

$$\text{or } \omega = \frac{2 \pi n}{60} \quad \text{avec } n = 2500 \text{ tr / mn (vitesse de rotation maximale du rotor)}$$

$$P = \frac{8,03 (261,9)^2}{3 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot 9,81} (10^3 - 5^3) = 32,75 \text{ kg / cm}^2.$$

$$\rightarrow P = 321,3 \text{ N / cm}^2$$

A partir de l'expression de P , on peut calculer les contraintes. La contrainte d'inertie étant maximale pour $r = R_1$ dans la zone d'épaisseur l , celle-ci sera calculée en R_1 .

$$\sigma_r = \frac{P R_1^2 r}{R_1^2 - R^2} \left(1 - \frac{R^2}{r^2}\right) \quad \text{et} \quad \sigma_t = \frac{P R_1^2 r}{R_1^2 - R^2} \left(1 + \frac{R^2}{r^2}\right)$$

Au point R_1 , les expressions des contraintes deviennent :

$$\sigma_r(r = R_1) = \frac{P R_1^2 r}{R_1^2 - R^2} \left(1 - \frac{R^2}{R_1^2}\right) \quad \text{et} \quad \sigma_t(r = R_1) = \frac{P R_1^2 r}{R_1^2 - R^2} \left(1 + \frac{R^2}{R_1^2}\right)$$

$$\sigma_r(r = R_1) = \frac{321,3 \cdot 5^2}{5^2 - 2,5^2} \left(1 - \frac{2,5^2}{5^2}\right) = 3,213 \text{ N / mm}^2$$

$$\sigma_t(r = R_1) = \frac{321,3 \cdot 5^2}{5^2 - 2,5^2} \left(1 + \frac{2,5^2}{5^2}\right) = 5,355 \text{ N / mm}^2$$

La section d'épaisseur l est soumise à l'action du moment de freinage. On suppose cette action répartie uniformément sur toutes les alvéoles.

Pour calculer la force de freinage, on doit d'abord connaître la valeur du rayon moyen :

$$R_{mf} = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{50 + 90}{2} \quad \rightarrow \quad R_{mf} = 70 \text{ mm}$$

$$C_{max} = F_f * R_{mf} \quad (F_f \text{ étant la force de freinage})$$

$$\rightarrow \quad F_f = \frac{C_{max}}{R_{mf}} = \frac{160}{70 \cdot 10^{-3}} = 2285,7 \text{ N}$$

La section soumise à la contrainte tangentielle résultant de la force de freinage est :

$$S = 2 \pi l R_{mf}$$

Dans ce cas, la contrainte de cisaillement s'écrit comme suit :

$$\tau = \frac{F_f}{S} = \frac{F_f}{2 \pi l R_{mf}}$$

Pour l'épaisseur, on est contraints à fixer nous-mêmes une valeur de l puis de procéder par vérification en calculant la contrainte équivalente (σ_{eq}).

Posons par exemple $l = 10\text{mm}$. Dans ce cas :

$$\tau = \frac{2285,7}{2 \pi \cdot 10 \cdot 70} = 0,52 \text{ N / mm}^2$$

Calculons maintenant σ_{eq}

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_r + \sigma_t}{2} + \frac{1}{2} [(\sigma_r - \sigma_t)^2 + 4\tau^2]^{1/2}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{3,213 + 5,355}{2} + \frac{1}{2} [(3,213 - 5,355)^2 + 4(0,52)^2]^{1/2} = 5,474 \text{ N / mm}^2$$

Calculons ensuite la limite d'admission (σ_{adm}). Le rotor étant en acier au Nickel-chrome, on a $R_r = 1000 \text{ N / mm}^2$. Choisissons un coefficient de sécurité égal à 4, on a :

$$\sigma_{adm} = \frac{R_r}{4} = \frac{1000}{4} = 250 \text{ N / mm}^2$$

Comparons enfin les deux valeurs : $\sigma_{eq} = 5,474 \text{ N / mm}^2$

$$\sigma_{adm} = 250 \text{ N / mm}^2$$

On remarque que la contrainte équivalente est largement inférieure à la limite d'admission.

$\sigma_{eq} \ll \sigma_{adm} \rightarrow$ L'épaisseur choisie ($l = 10 \text{ mm}$) est acceptée.

Enfin, en dernière étape de dimensionnement du rotor, on doit déterminer la valeur de l'épaisseur L .

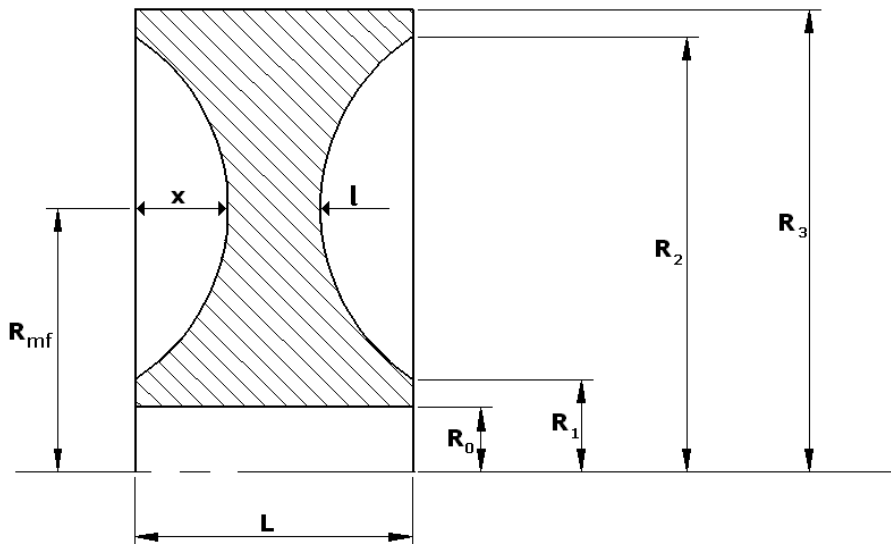


Figure V.12. Détermination de la longueur des aubes

Géométriquement, on a :

$$Rmf = \frac{x}{\operatorname{tg} \alpha} \rightarrow x = Rmf * \operatorname{tg} \alpha$$

avec : $Rmf = 70 \text{ mm}$ et $\alpha = 7^\circ$

$$\rightarrow x = 70 * \operatorname{tg} 7^\circ = 8,6 \text{ mm}$$

$$\text{D'autre part : } L = 2x + l = 2(8,6) + 10 \rightarrow L = 28 \text{ mm}$$

Nous avons finalement déterminé toutes les valeurs nécessaires au dimensionnement du rotor. En voici le récapitulatif :

$$R = 25 \text{ mm}$$

$$R1 = 50 \text{ mm}$$

$$R2 = 90 \text{ mm}$$

$$R3 = 100 \text{ mm}$$

$$l = 10 \text{ mm}$$

$$L = 28 \text{ mm}$$

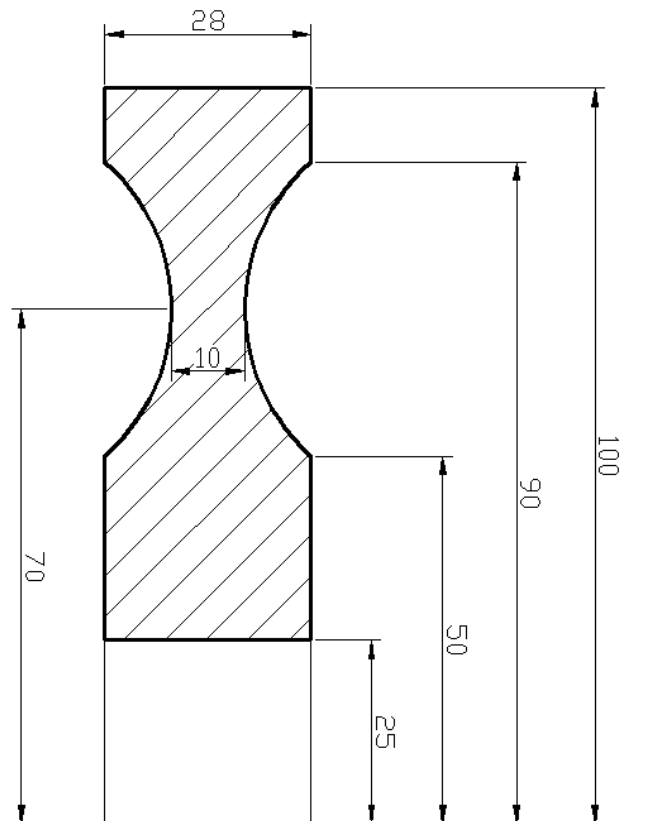


Figure V.13. Dimensionnement du rotor

V.4.6.4. Dimensionnement de l'arbre du frein

L'arbre du frein a comme unique support le carter. Il doit pouvoir résister au poids du rotor et aux couples (moteur et inertie). L'inertie de l'anneau liquide est négligeable par rapport au poids du rotor. C'est donc ce dernier qui, seul, produit la flexion de l'arbre du frein.

Pour le couple de torsion, on a :

$$M_t = C_m + C_r$$

avec

C_m : couple moteur = 160 Nm.

C_r : couple d'inertie du rotor.

De toute évidence, le couple d'inertie du rotor devrait être négligeable devant le couple moteur. Voyons si les calculs vont confirmer cela. La complexité de la forme des alvéoles nous oblige à prendre une fois encore la forme simplifiée utilisée déjà précédemment.

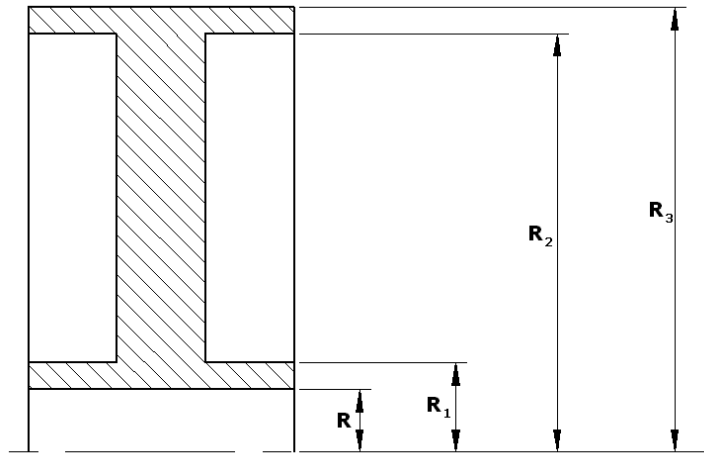


Figure V.14. Forme simplifiée pour la détermination de l'arbre

$$C_r = I \frac{d\omega}{dt}$$

I : moment d'inertie

$\frac{d\omega}{dt}$: Accélération angulaire

Posons $I = I_1 - 2 I_2$ (par décomposition)

$$I_1 = \frac{\gamma L \pi (R_3^4 - R^4)}{2} = \frac{8,03 \cdot 10^3 \cdot 28 \cdot 10^{-3} \pi (10^4 - 2,5^4) 10^{-8}}{2}$$

$$\rightarrow I_1 = 0,0352 \text{ Kg.m}^3$$

$$I_2 = \frac{\gamma \left[\frac{(L-l)}{2} \right] \pi (R_2^4 - R_1^4)}{2} = \frac{8,03 \cdot 10^3 \cdot 9 \cdot 10^{-3} \pi (9^4 - 5^4) 10^{-8}}{2}$$

$$\rightarrow I_2 = 0,0067 \text{ Kg.m}^3$$

$$\text{d'où : } I = 0,0352 - 2(0,0067) = 0,0217 \text{ Kg m}^3 = 0,213 \text{ N.m}^3$$

Passons au calcul de l'accélération angulaire. L'expérience démontre que lorsque le frein atteint les 2500 tr / mn et que l'on retire le couple frein moteur, le rotor met une durée approximative de 2 minutes pour s'arrêter complètement.

$$\omega = 261,9 \text{ rd / s (calculée précédemment)}$$

$$t = 2 \text{ mn} = 120 \text{ s}$$

$$\rightarrow \frac{d\omega}{dt} = \frac{261,9}{120} = 2,18 \text{ rd / s}^2$$

$$\rightarrow Cr = I \frac{d\omega}{dt} = 0,213 * 2,18 = 0,46 \text{ Nm}$$

$$\rightarrow Mt = Cm + Cr = 160 + 0,465 = 160,46 \text{ Nm.}$$

Comme attendu, la valeur du couple d'inertie est très inférieure à celle du couple moteur. Néanmoins, il faut la prendre en considération dans le couple de torsion.

Voyons ensuite le moment de flexion de l'arbre. Celui-ci est dû au poids du rotor. À part ce poids, l'arbre n'est soumis à aucune autre force extérieure. L'expression du moment de flexion est la suivante :

$$M = \gamma \pi [(R_3^2 - R^2) L - 2 \left(\frac{L-l}{2} \right) (R_2^2 - R_1^2)]$$

$$M = 8,03 \cdot 10^3 \pi [(0,1^2 - 0,025^2) 28 \cdot 10^{-3} - 18 \cdot 10^{-3} (0,09^2 - 0,05^2)] = 4,08 \text{ Kg}$$

or, $P = M g \rightarrow P = 4,08 * 9,81 = 40 \text{ N}$

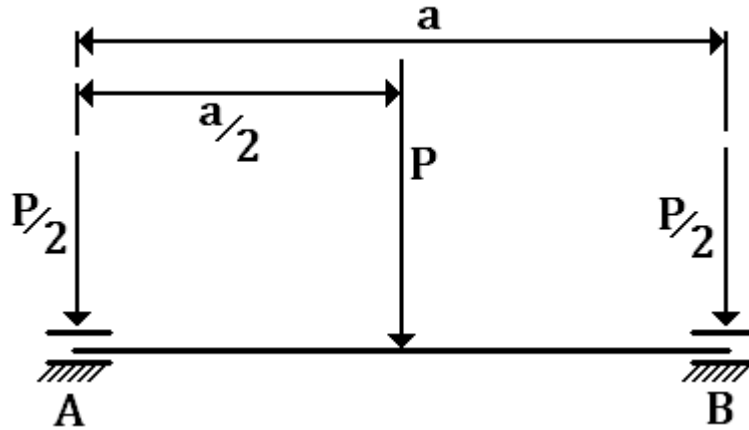


Figure V.15. Charge du rotor sur les paliers

La section dangereuse de l'arbre se situe en son milieu. Au milieu du segment AB, le moment fléchissant est donné par :

$$M_f = \frac{a P}{2 \cdot 2} = \frac{a P}{4}$$

La distance a représentant la distance entre les deux paliers, choisissons sa valeur de manière à respecter la géométrie de l'arbre. Prenons $a = 100 \text{ mm}$.

$$\rightarrow M_f = \frac{0,100 \cdot 40}{4} = 1 \text{ Nm.}$$

Cette valeur est négligeable par rapport au moment de torsion. Or, voici l'expression du moment idéal : $M_i = \sqrt{M_t^2 + M_f^2} \rightarrow M_i = M_t$

$$\rightarrow M_i = 160,46 \text{ Nm.}$$

Il apparait que le moment de l'arbre est du en majorité absolue au couple moteur. L'inertie et la flexion dues au rotor n'ont pratiquement aucun impact sur sa valeur.

La valeur du diamètre de l'arbre se tire à partir de la condition de résistance suivante :

$$D_{\min} = \left(\frac{32 M_i}{\sigma_{adm} \pi} \right)^{\frac{1}{3}} \rightarrow D_{\min} = \left(\frac{32 \cdot 160,46 \cdot 10^3}{250 \pi} \right)^{\frac{1}{3}} = 18,7 \text{ mm}$$

On constate que la valeur du diamètre qui vérifie la condition de résistance est inférieure à celle obtenue par la condition de rigidité ($D = 50 \text{ mm}$). Donc le diamètre de l'arbre du frein est :

$$D = 50 \text{ mm.}$$

V.4.6.5. Choix des roulements

Les roulements supportant l'arbre sont soumis à des forces radiales relativement faibles et des charges axiales pratiquement nulles. Dans ce cas, les roulements à billes conviennent parfaitement. Ils peuvent supporter des grandes vitesses de rotation. D'autre part, ils doivent aussi résister au poids du rotor et de l'arbre du frein [32].

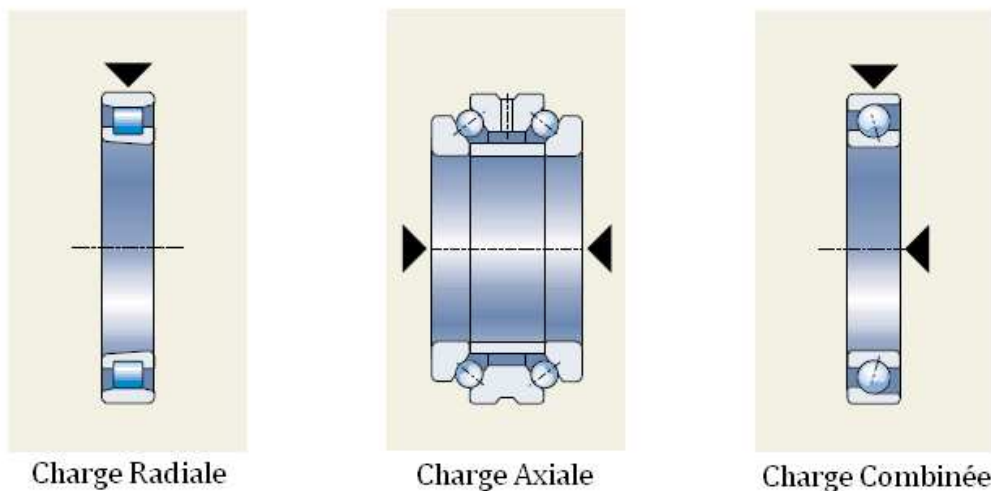


Figure V.16. Types de charges sur les roulements

Le poids du rotor est déjà calculé ($P_r = 40 \text{ N}$). Calculons le poids de l'arbre du frein :

$$\begin{aligned} P_a &= \gamma \pi R^2 a g & \rightarrow & P_a = 8,03 \cdot 10^3 \pi \cdot 0,025^2 \cdot 0,100 \cdot 9,81 \\ & & \rightarrow & P_a = 15,47 \text{ N.} \\ & & \rightarrow & P = P_r + P_a = 40 + 15,47 = 55,47 \text{ N.} \end{aligned}$$

Chaque roulement supporte la moitié de la charge totale :

$$\rightarrow P' = \frac{P}{2} = \frac{55,47}{2} = 27,735 \text{ N.}$$

Puisque toutes les autres charges qui s'appliquent sur les roulements sont négligeables par rapport à la charge radiale, la charge dynamique se limitera à la charge radiale. Pour un roulement à billes, nous avons l'expression suivante de la charge dynamique :

$$C = F \sqrt[3]{\frac{n \cdot 60 \cdot L_h}{10^6}}$$

Avec $F = P'$ (charge exclusivement radiale)

n : vitesse de rotation maximale

L_h : durée de vie des roulements (estimée à 20000 h)

$$\rightarrow C = P' \sqrt[3]{\frac{n \cdot 60 \cdot L_h}{10^6}} = 27,735 \sqrt[3]{\frac{2500 \cdot 60 \cdot 20000}{10^6}} = 400 \text{ N.}$$

La valeur de la charge dynamique $C = 400 \text{ N}$ est largement inférieure aux valeurs indiquées dans les normes qui sont de l'ordre du daN généralement. Nous choisirons donc deux roulements à billes à contact radial pour un diamètre d'alésage de 50 mm.

V.5. Accouplement Moteur-Frein

V.5.1. Définition et choix d'accouplement

On parle d'accouplement pour définir la liaison entre le moteur et le frein. Organe intermédiaire, il sert de transmission du couple moteur vers le frein. Vu l'importance du couple à transmettre du moteur vers le frein, on doit avoir recours à une transmission très résistante [33].

L'alignement des arbres des organes accouplés doit être respecté pour assurer le meilleur fonctionnement du frein. Pour notre banc d'essai notre choix de transmission s'est porté vers les accouplements élastiques PNEUMABLOC.



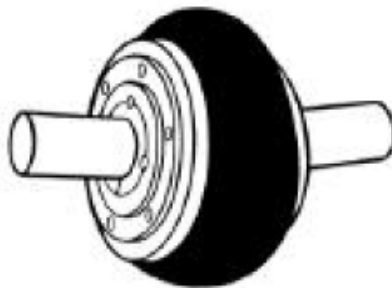
Figure V.17. Accouplements élastiques PNEUMABLOC [34]

V.5.2. Accouplements élastiques PNEUMABLOC

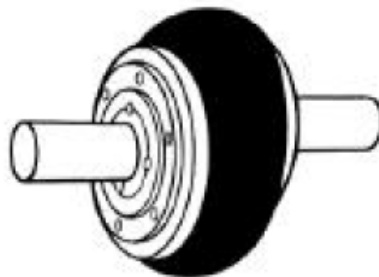
V.5.2.1. Avantages

Voici la liste des caractéristiques de ces accouplements élastiques qui en font un choix de transmission idéal pour notre banc d'essai [34] :

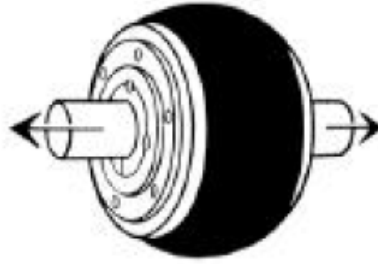
- L'élément flexible se remplace sans démontage des plateaux. D'autre part, sa plage de températures d'utilisation peut atteindre les 100°C lorsqu'il est fourni en Néoprène.
- Ils tolèrent un désalignement angulaire maximal de 4°.



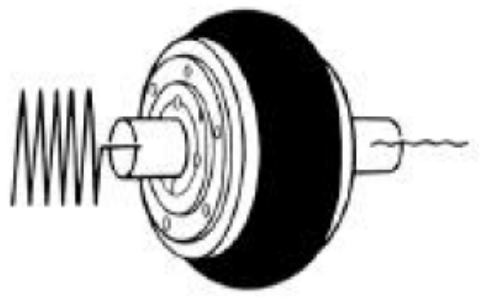
- Ils tolèrent un désalignement radial maximal de 3 mm.



- Ils tolèrent un déplacement axial maximal de 8 mm.



- Ils amortissent les vibrations.



V.5.2.2. Caractéristiques techniques

Le fabricant fournit la fiche technique de ses accouplements. Selon les données que nous possédons, nous calculerons la taille de l'accouplement que l'on installera sur le banc.

Tableau V.1 : Caractéristiques techniques des accouplements PNEUMABLOC [34]

Taille	Couple nom. Nm	Vitesse maxi. tr/min	Puissance transmissible (kW à 100tr/mn) en fonction du facteur de service						Coefficient de rigidité de torsion statique* Nm/°	Moment inertie J kgm ²	Poids kg	
			Facteur de service								Pneu	Plateau PV
			1	1,5	2	2,5	3	3,5				
40	30	4500	0,31	0,21	0,16	0,13	0,10	0,088	6	0,0016	0,1	0,65
50	104	4500	1,05	0,70	0,525	0,42	0,35	0,30	25,7	0,0037	0,25	1
60	180	4000	1,82	1,22	0,91	0,73	0,61	0,52	47,6	0,011	0,45	1,65
70	253	3600	2,56	1,71	1,28	1,03	0,85	0,73	62,5	0,0156	0,59	2,36
80	414	3100	4,19	2,80	2,10	1,68	1,40	1,20	100	0,038	0,77	3,31
90	500	2800	5,07	3,38	2,53	2,02	1,69	1,45	125	0,0675	0,91	4,63
100	650	2600	6,58	4,39	3,29	2,63	2,19	1,88	176	0,114	0,91	6,76
110	891	2300	9,02	6,02	4,51	3,61	3,00	2,58	278	0,193	1,36	9,75
120	1442	2100	14,60	9,74	7,30	5,84	4,87	4,17	465	0,343	1,73	13,07
140	2880	1840	29,15	19,43	14,57	11,66	9,72	8,33	954	0,97	2,04	20,03
160	4347	1560	44,11	29,41	22,05	17,64	14,70	12,60	1380	1,75	3,95	44,91
200	9487	1300	96,00	64,00	48,00	38,40	32,00	27,43	3330	5,25	8,16	78,92
240	17390	1080	176,5	117,54	88,23	70,58	58,82	50,42	5520	12,01	12,25	128,8

V.5.3. Sélection du type d'accouplement

Calculons la puissance requise pour un fonctionnement à 100 tr / mn.

$$P (100 \text{ tr /mn}) = \frac{100 P_{max}}{N_{max}}$$

Avec

P_{max} : puissance maximale développée par le moteur en kW.

N_{max} : régime correspondant à la puissance maximale en tr / mn.

Dans la fiche technique initiale du moteur, on a vu que la puissance maximale fournie est égale à 88 kW pour 6000 tr / mn.

$$\rightarrow P (100 \text{ tr /mn}) = \frac{100 \cdot 88}{6000} = 1,467 \text{ kW.}$$

D'autre part, le facteur de service pour le moteur en question et pour des charges régulières est de 1 $\rightarrow K = 1$.

Dans le tableau des puissances, au niveau du facteur de service égal à 1, l'accouplement possédant une puissance de 1,467 kW à 100 tr / mn est l'accouplement de taille 60. C'est donc ce type d'accouplement que l'on utilisera sur notre banc d'essai

V.5.4. Fixation

La transmission est soumise essentiellement au cisaillement. Pour la fixation, on fait le choix de vis courantes de classe 3,6. Celles-ci possèdent une résistance à la rupture ($R_{max} = 300 \text{ N / mm}^2$) [31].

Avec un coefficient de sécurité égal à 4, on a :

$$\sigma_{adm} = \frac{R_{max}}{4} = \frac{300}{4} = 75 \text{ N / mm}^2 \text{ et } \tau_{adm} = (3/5) \sigma_{adm} = 45 \text{ N / mm}^2$$

D'autre part, sur chaque vis est appliquée la contrainte de cisaillement suivante :

$$\tau = \frac{C_{max}}{n R} \frac{4}{\pi d^2}$$

avec n, d : nombre et diamètre des vis.

En reprenant la condition de non-cisaillement, on a : $\tau \leq \tau_{adm}$

$$\text{donc : } \frac{C_{max}}{n R} \frac{4}{\pi d^2} \leq \tau_{adm} \rightarrow n \geq \frac{4 C_{max}}{\tau_{adm} R d^2 \pi}$$

En prenant un diamètre de vis égal à 8 mm, on a :

$$n \geq \frac{4 \cdot 160}{45 \cdot 0,03 \cdot (8)^2 \cdot \pi} \rightarrow n \geq 2,36 \rightarrow n = 3.$$

On fixera alors l'accouplement élastique à l'aide de 3 vis.

V.6. Systèmes d'alimentation

V.6.1. Alimentation du frein

V.6.1.1. Choix de l'alimentation

L'alimentation en eau des freins hydrauliques a pour but d'assurer la variation de la charge appliquée au moteur et d'évacuer la chaleur produite par la destruction de puissance. La pression d'alimentation du frein doit être suffisante pour un fonctionnement à la vitesse maximale. L'installation doit être dotée d'un bac d'une capacité suffisante pour éviter les chutes de pressions.

Il peut exister deux types d'installation selon la nature du circuit :

- Circuit ouvert : Dans ce cas, l'eau évacuée par le frein n'est pas récupérée. Elle est refoulée par une conduite. Dans ce cas, il n'y a aucun risque d'échauffement de l'eau.
- Circuit fermé : Contrairement au circuit ouvert, ici l'eau est récupérée puis refoulée dans le bac. Dans ce cas, l'installation doit obligatoirement être équipée d'un système de refroidissement d'eau.

Dans le cadre de notre banc d'essai, on choisira de concevoir un système d'alimentation en circuit fermé en raison de la quantité d'eau nécessaire et par souci d'économie.

V.6.1.2. Dimensionnement du réservoir d'alimentation

La puissance dissipée se retrouve emmagasinée dans l'eau traversant le frein sous forme de chaleur. On se retrouve devant le problème d'échauffement excessif de l'eau (Température supérieure à 80°C). Pour éviter cela, on fait en sorte que le débit d'eau soit supérieur au débit minimum. Il faut alors prévoir un réservoir d'une contenance suffisante.

Il faut aussi prendre en considération les contraintes d'espace et d'installation. Pour le réservoir d'alimentation on choisit une contenance de 1000 litres et une forme cylindrique par exemple. Il est judicieux de proposer le réservoir le plus compact possible, toujours dans un souci de gain d'espace. Choisissons un diamètre de 1 m et calculons sa longueur :

$$D = 1 \text{ m.}$$

$$V = \frac{\pi D L}{4}$$

Avec

V : volume du réservoir

L : longueur du réservoir

$$\rightarrow L = \frac{4 V}{\pi D} = \frac{4 (1)}{\pi (1)} = 1,274 \text{ m}$$

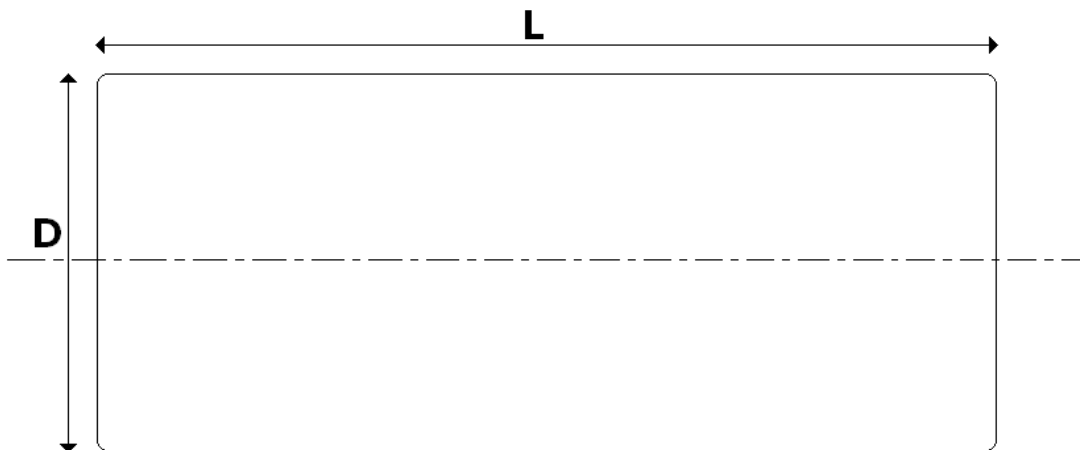


Figure V.18. Dimensionnement du réservoir d'alimentation

V.6.1.3. Dimensionnement du réservoir de refoulement

Il permet la récupération de l'eau évacuée par le frein comme il assure un léger refroidissement de l'eau. Choisissons une forme parallélépipédique et une contenance inférieure au réservoir d'alimentation.

$$V = L l h$$

avec

V : volume du réservoir

L : longueur du réservoir

l : largeur du réservoir

h : hauteur du réservoir.

Fixons le volume à 400 litres, la longueur à 1 m et la largeur à 80 cm. La hauteur serait alors de 50 cm. Les dimensions du réservoir seraient alors :

$$L = 1 \text{ m} \quad , \quad l = 80 \text{ cm} \quad , \quad h = 50 \text{ cm}.$$

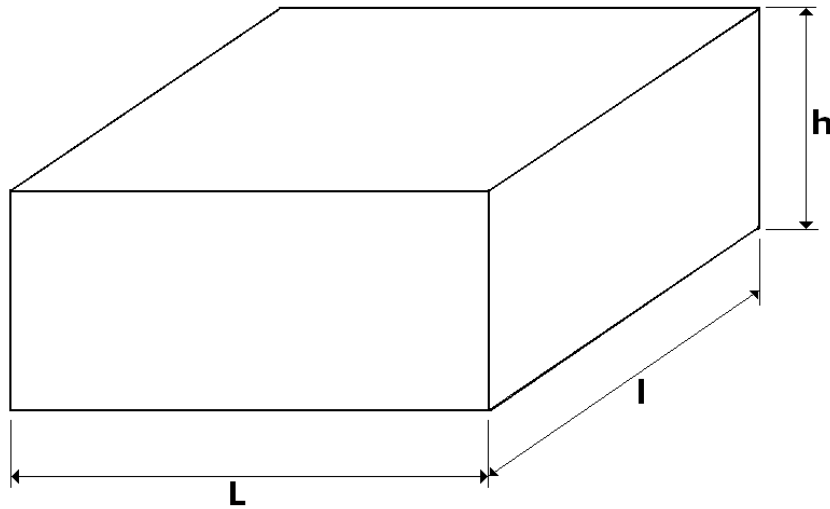


Figure V.19. Dimensionnement du réservoir de refoulement

V.6.1.4. Installation de l'alimentation

L'eau évacuée par le frein est récupérée dans un réservoir pour être remontée vers le réservoir d'alimentation du frein par l'intermédiaire d'une pompe. A son passage dans le réservoir, l'eau perd une partie de la chaleur qu'elle emmagasine. Le débit de refoulement est sensiblement égal au débit d'alimentation du frein du fait de la continuité de la circulation de l'eau.

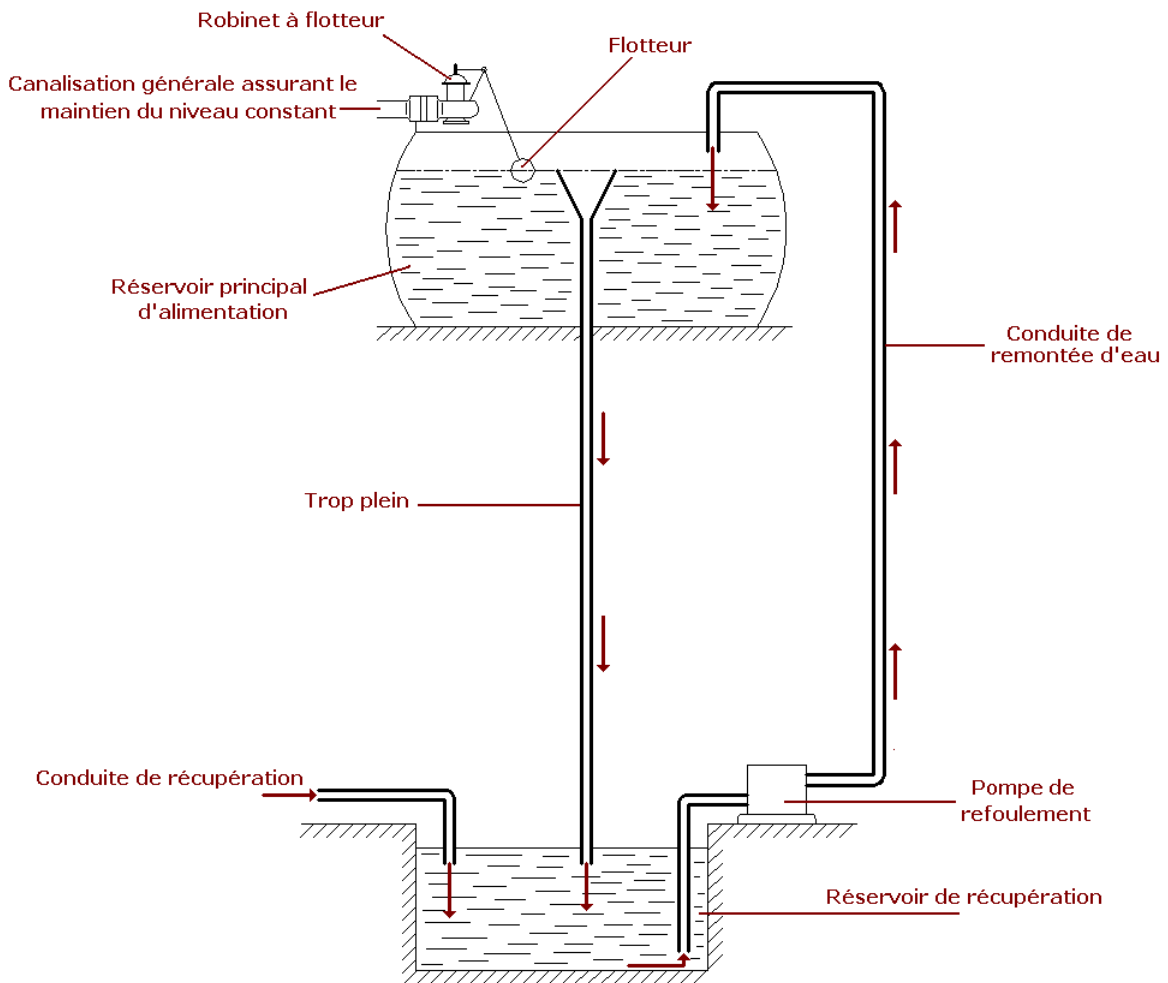


Figure V.20. Installation d'alimentation du frein

V.6.1.5. Débit d'eau

Lors du freinage, l'eau s'échauffe proportionnellement à la puissance développée par le moteur. La quantité de chaleur à évacuer par l'eau est [35] :

$$Q = \frac{3600 P}{4,18}$$

Voyons la quantité de chaleur pour 1 cv.

$$P = 1 \text{ cv} \quad \rightarrow \quad Q = \frac{3600 \cdot 736}{4,18} = 633,8 \text{ Kcal / cv.h}$$

Ces calories sont Presque totalement évacuées par l'eau d'alimentation. Les parties évacuées par convection et rayonnement sont négligeables. La quantité d'eau à fournir doit être suffisante pour maintenir la température de l'eau inférieure à 80°C.

Donc, en prenant une marge de sécurité de 10 °C, le calcul du débit se fera pour une température maximale de 60°C. La quantité de chaleur à évacuer s'exprimant par la relation suivante :

$$Q = \dot{m} c \Delta t$$

Avec

\dot{m} : débit massique de l'eau

c : chaleur spécifique de l'eau

Δt : écart de température entre l'entrée et la sortie du frein.

L'eau d'alimentation du frein est généralement à température ambiante (aux environs de 20°C).

$$\rightarrow \quad \Delta t = T_s - T_e = 60 - 20 = 40^\circ\text{C}.$$

$$\dot{m} = \frac{Q}{c \Delta t}$$

Pour la puissance maximale du moteur de 120 cv (88 kW), on obtient le débit massique nécessaire :

$$\rightarrow \quad \dot{m} = \frac{633,8 \cdot 120}{40 \cdot 10^3} = 1,9 \text{ m}^3 / \text{h}.$$

V.6.1.6. Dimensionnement de la pompe

La puissance de la pompe est en fonction du débit à refouler, de la hauteur d'aspiration et de refoulement ainsi que des différentes pertes de charges dans les conduites. Cette puissance s'exprime par la relation suivante [36]:

$$P_p = \rho g Q H$$

avec

P_p : puissance de la pompe

ρ : masse volumique de l'eau

Q : quantité de chaleur

H : hauteur manométrique totale.

Pour les freins hydrauliques classiques, la pression nécessaire à l'alimentation du frein est de l'ordre de 1 bar soit environ 10 m de hauteur (pertes de charges dans les conduites comprises) $\rightarrow H = 10 \text{ m}$.

Donc, pour assurer un débit de $1,9 \text{ m}^3 / \text{h}$, la pompe doit développer la puissance suivante : $P_p = 10^4 \frac{1,9}{3600} 10 = 52,77 \text{ W} \rightarrow P_p = 60 \text{ W}$.

Le choix de la pompe est porté sur une pompe centrifuge. Ce type de pompe est idéal en raison de leur encombrement minimum et de leur résistance à des températures de fonctionnement élevées (dépassant les 100°C). Comme la température limite du fonctionnement du frein hydraulique est de 80°C , la pompe centrifuge conviendra parfaitement.

Les caractéristiques de la pompe sont donc :

- Pompe centrifuge
- Puissance de 60 W
- Débit de 1900 l / h
- Hauteur de refoulement de 10 m.

V.6.2. Alimentation du moteur

V.6.2.1. Alimentation en carburants

Deux réservoirs sont prévus à cet effet. Il faut les dimensionner de manière à éviter les risques de panne de carburant en cours de fonctionnement. Voyons les consommations des moteurs sur les fiches techniques du constructeur :

- Moteur 1,6 VTi Essence 120 cv : consommation urbaine de 9 l / 100 km.
- Moteur 1,6 HDi Diesel 110 cv : consommation urbaine de 5,9 l / 100 km [26].

Or, notre banc d'essai est prévu pour tous types d'expérimentations, notamment le fonctionnement des moteurs en conditions extrêmes (très hauts régimes, simulation de pentes...). Dans ce genre de conditions, la consommation s'accroît fortement et atteint jusqu'au triple de sa valeur habituelle.

Pour le moteur essence, son adaptation au bioéthanol nécessite des adaptations. Nous avons vu précédemment lors du deuxième chapitre que son fonctionnement au biocarburant avait pour incidence une surconsommation de l'ordre de 40 %. En ce qui concerne le moteur diesel, les adaptations sont minimales et la consommation reste sensiblement la même.

Enfin, pour des raisons relatives à la durée de vie des moteurs, il est important de fixer une limite de fonctionnement. Choisissons de fixer ce seuil à 500 kilomètres théoriques.

Calculons les volumes des réservoirs :

- Pour le moteur essence : $V_e = 140 \% (9 \cdot 300\%) \frac{500}{100} = 189 \text{ l} \rightarrow V_e = 200 \text{ l}.$
- Pour le moteur diesel : $V_d = (5,9 \cdot 300\%) \frac{500}{100} = 88,5 \text{ l} \rightarrow V_d = 100 \text{ l}.$

L'alimentation en biocarburants se fera alors à partir de deux réservoirs dont les contenances seront de 200 litres de bioéthanol et de 100 litres de biodiesel.

V.6.2.2. Circuit de refroidissement

Les circuits de refroidissement sont sensiblement identiques sur les deux moteurs. Le circuit de refroidissement est conçu de façon à fournir un refroidissement uniforme sur toute la gamme des régimes du moteur. L'alimentation en eau peut se faire à partir de la canalisation générale ou à partir d'un bac en passant par un groupe radiateur-ventilateur qui sert de refroidisseur pour l'eau sortant du moteur. Ce système est absolument nécessaire car la mise en place d'un moteur sur banc d'essai implique qu'il n'est pas muni de son radiateur en cours d'essai.

Il serait plus judicieux de raccorder le circuit de refroidissement à la canalisation pour des motivations d'ordre pratique : ceci nous éviterait de gérer le niveau d'eau d'un bac supplémentaire.

V.6.3. Système d'évacuation

Il y a lieu de prévoir l'évacuation des gaz d'échappement vers l'extérieur. Celle-ci est réalisée soit au moyen d'une tuyauterie reliée à l'échappement soit au moyen de machines d'aspiration des gaz d'échappement.



Figure V.21. Machine d'aspiration des gaz d'échappement

D'autre part, des nuisances sonores apparaissent en cours d'expérience, dues toujours aux gaz d'échappement. Pour une question de confort d'utilisation, il est nécessaire de faire face à ce problème. La solution est de diriger les gaz vers une fausse encastrée dans laquelle on disposera de chicanes. La fosse doit être équipée d'un revêtement en laine de verre pour une excellente isolation acoustique [37].

La fosse doit absolument être située en dehors du domaine d'application du banc d'essai et munie d'une tuyauterie verticale pour l'évacuation en extérieur.

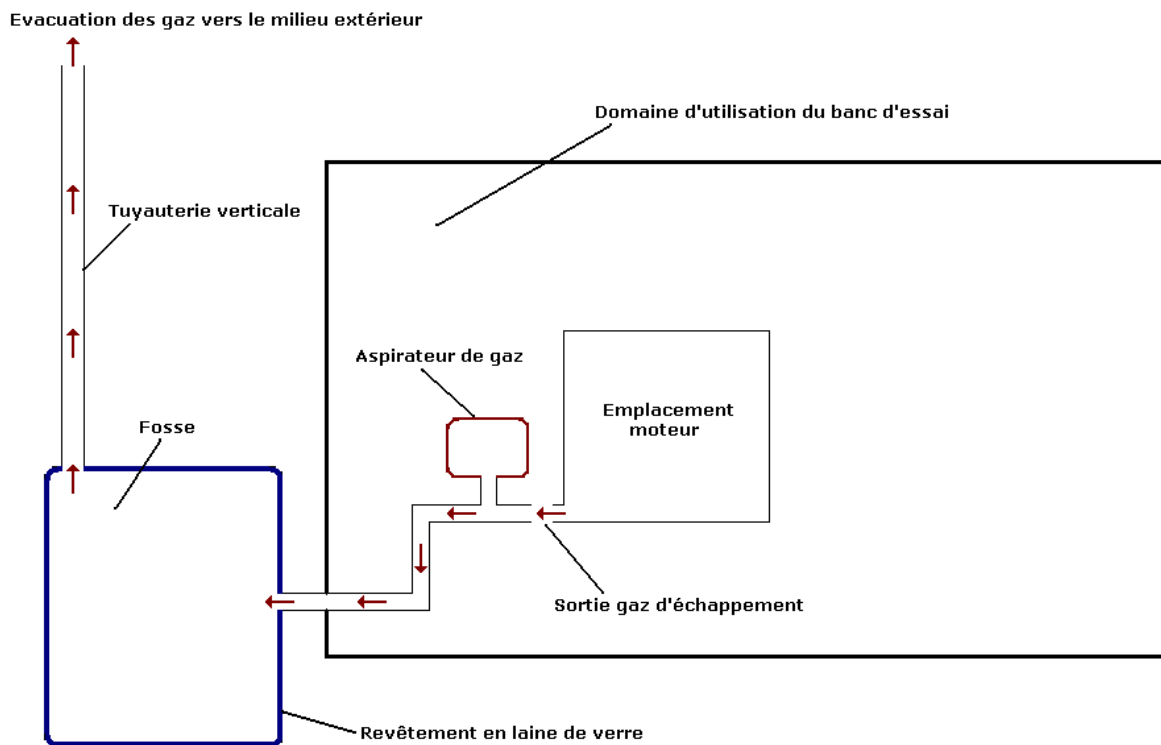


Figure V.22. Système d'évacuation [37]

V.7. Fondation et supports

V.7.1. Dimensionnement de la fondation

La fondation consiste au montage de l'installation sur une base et la fixation des supports machines. Elle permet de :

- supporter les charges statiques et les efforts dynamiques.
- réduire à une valeur convenable les vibrations des machines.
- transmettre les efforts dynamiques au milieu extérieur.

Afin de diminuer la transmission des trépidations à d'autres machines, on doit isoler latéralement la fondation par une couche de sable. Pour répondre aux conditions de pression admissible et de stabilité de l'installation, on doit avoir recours à une fondation plus longue et plus large.

Notre calcul doit se faire en tenant compte des charges supplémentaires (surcharges).
La charge totale à prendre en considération lors des calculs est :

$$F = \mu P$$

avec

P : poids des machines et des surcharges

μ : coefficient de surcharge qu'on prendra égal à 3.

On choisit le béton armé comme fondation dans notre projet. La pression admissible du béton armé est de : 25 kg / cm². Schématisons alors cette fondation. Supposons que celle ci soit la surface totale alors que la surface déterminée par a soit celle supportant la charge.

La hauteur H est la hauteur de béton armé nécessaire pour supporter la charge totale.

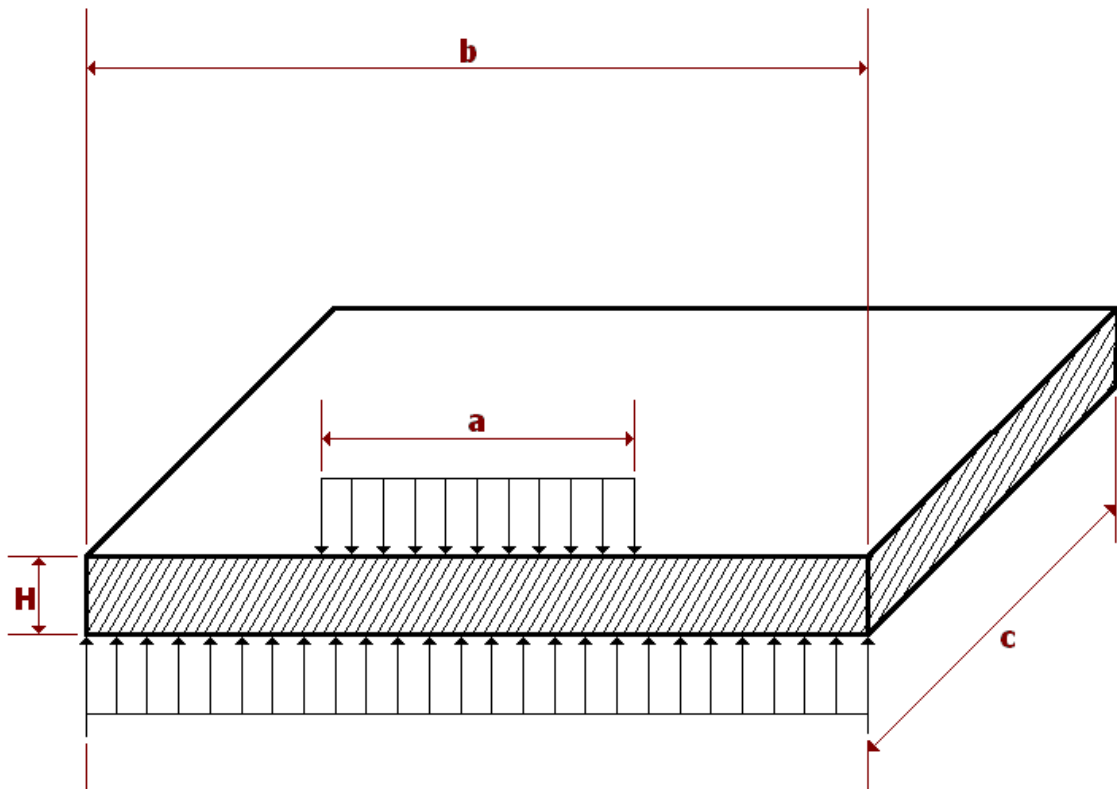


Figure V.23. Dimensionnement de la fondation

Le moment de flexion est donné par la formule suivante :

$$M_f = M_{f_1} + M_{f_2}$$

avec $M_{f_1} = \frac{b}{4} P_1 \frac{b}{4} = \frac{b^2 P_1}{8}$

et $M_{f_2} = \frac{b}{4} P_2 \frac{b}{4} = \frac{b^2 P_2}{8}$

Les charges réparties P_1 et P_2 sont fonction de la charge totale :

$$P_1 = \frac{F}{b}$$

$$P_2 = \frac{F}{a}$$

donc : $M_f = \frac{b^2 P_1 - a^2 P_2}{8} = \frac{F}{8} (b - a)$

D'autre part, la condition de résistance de la fondation est donnée par la relation :

$$\frac{M_f}{I/V} \leq \eta_{adm} \quad \text{et} \quad I/V = \frac{c H^3 / 12}{H/2} = \frac{c H^2}{6}$$

On peut déduire alors l'épaisseur H de la fondation :

$$H \geq \sqrt{\frac{6 M_f}{c \eta_{adm}}} \rightarrow H \geq \sqrt{\frac{3 (b-a) F}{4 c \eta_{adm}}}$$

Voyons ensuite la valeur de la charge que doit supporter la fondation :

- Deux moteurs dont les poids se situent autour entre 150 et 200 kg.
- Le frein hydraulique d'un poids P_f de 500 kg.
- L'accouplement élastique PNEUMABLOC d'un poids P_{acc} de 200 kg.
- Les réservoirs d'alimentation (eau pour le frein et carburants pour les moteurs)
- Le pupitre de commande et les appareillages
- Les différentes surcharges

$$P = P_{moteurs} + P_f + P_{acc} + P_{réservoirs} + P_{app} + P_{surcharges}$$

$P_{\text{réservoirs}}$ à la somme des poids des réservoirs d'alimentation et de refoulement d'eau pour le frein et des réservoirs de bioéthanol et de biodiesel pour les moteurs. Ceci nous donne approximativement un poids de 1600 kg. Fixons le poids des appareillages à 200 kg et celui des surcharges éventuelles à 500 kg.

$$P = 400 + 500 + 200 + 1600 + 200 + 500 = 3400 \text{ kg.}$$

$$\rightarrow F = 3 P = 3 * 3400 = 10200 \text{ kg.}$$

Voyons les dimensions des composants du banc d'essai pour déterminer a:

- La longueur d'un moteur ne dépasse pas 1 mètre.
- La longueur du frein hydraulique est de 1,25 m.
- La longueur de l'accouplement est de 80 cm.

$$\rightarrow a = 1 + 1,25 + 0,8 = 3,05$$

Gardons une marge en prenant $a = 3,50$ m.

Les valeurs de b et c sont déterminées selon l'espace réservé au manipulateur pendant les essais ainsi que pour les différents rangements. Prenons $b = 5$ m et $c = 2,50$ m.

Revenons à l'expression de la hauteur H :

$$H \geq \sqrt{\frac{3 (b-a) F}{4 c \eta_{adm}}} \quad \rightarrow \quad H \geq \sqrt{\frac{3 (5-3,5) 10200}{4 \cdot 2,5 \cdot 25 \cdot 10^4}}$$

$$\rightarrow H \geq 0,135 \text{ m.}$$

Dans le but de minimiser l'épaisseur tout en assurant une bonne résistance, on prendra une hauteur de béton armé de 14 cm.

V.7.2. Ensemble support moteur

L'ensemble vient directement se placer sur la fondation. L'installation comprend une table en mécano-soudure et des supports-moteur.

V.7.2.1. Table en mécano-soudure

Elle est fixée directement sur la fondation, ses dimensions doivent être supérieures à celle du moteur à essayer. Elle comporte des rainures en T destinées à recevoir les supports-moteur.

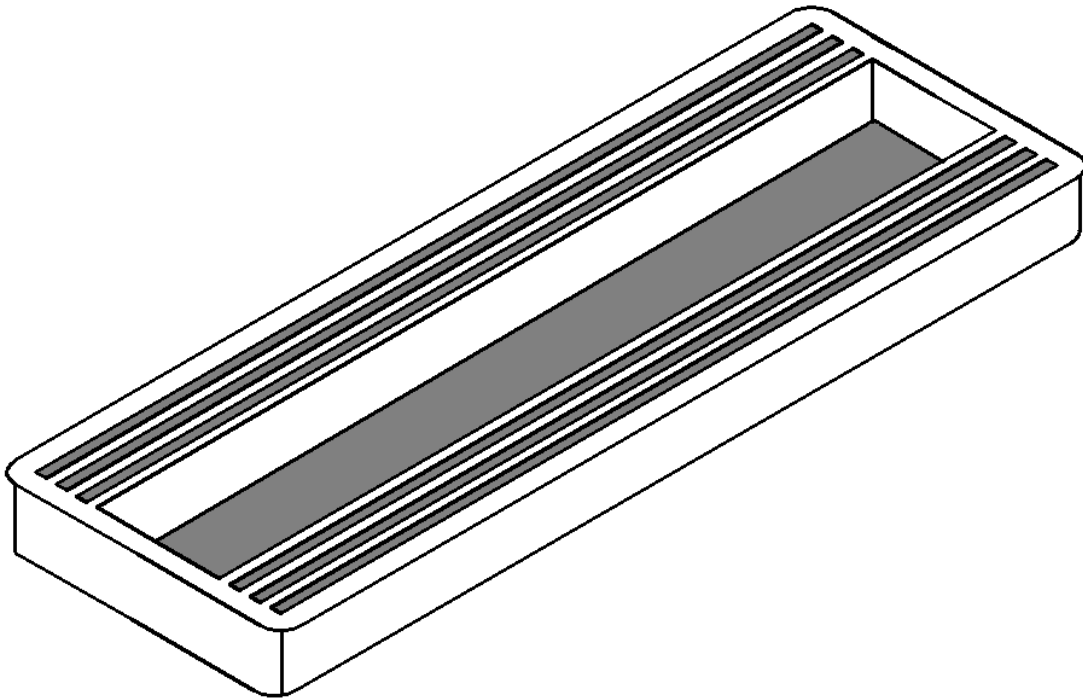


Figure V.24. Table en mécano-soudure

V.7.2.2. Choix des supports-moteur

Les supports utilisés dans ce banc sont des supports élastiques, ces derniers possèdent des propriétés d'élasticité et d'amortissement intéressantes. Dans cette optique, nous choisirons de supports-pieds qui sont des éléments universels et éprouvés pour le montage élastique de machines de toutes sortes. Ils évitent la transmission de tout bruit et de toute vibration [37]. Les supports-pieds se distinguent par une faible hauteur et ne demandent pratiquement aucun entretien. Leur longévité est très grande si on prend soin d'éviter les efforts de traction pure.

Si nous voulons isoler l'ensemble « moteur – accouplement – frein hydraulique » qui pèse dans les environs de 1000 kg, nous pouvons le poser sur six supports disposés sur un plan horizontal symétriquement par rapport à la verticale du centre de gravité. Chaque support étant prévu pour une charge de 200 kg (en prenant un coefficient de sécurité).

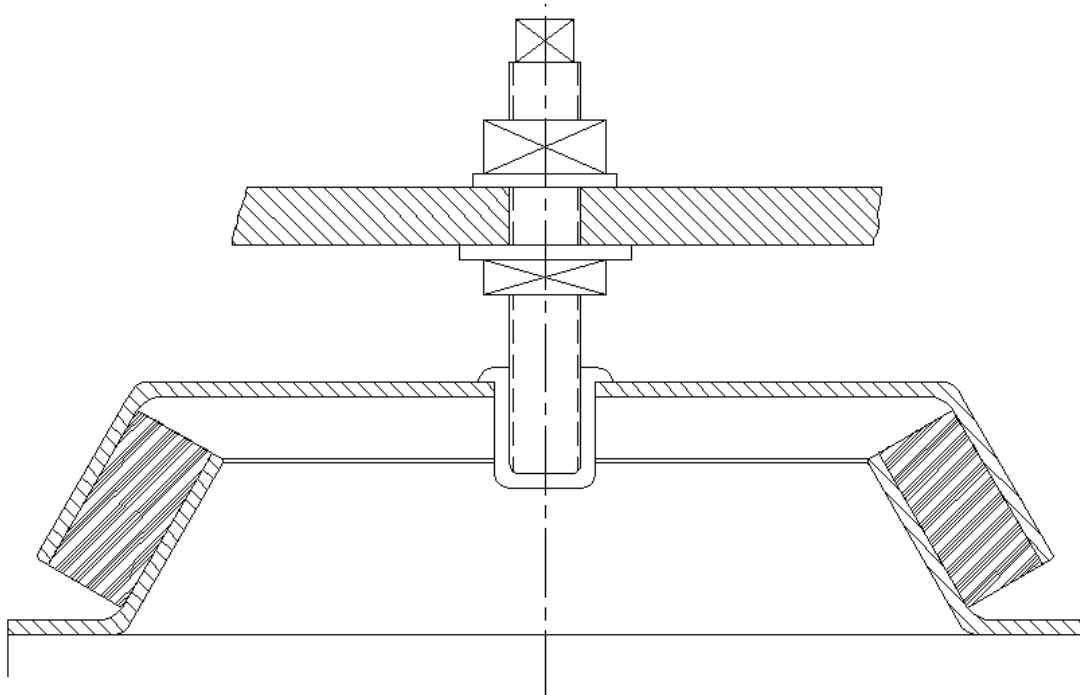


Figure V.25. Supports moteur (supports pieds)

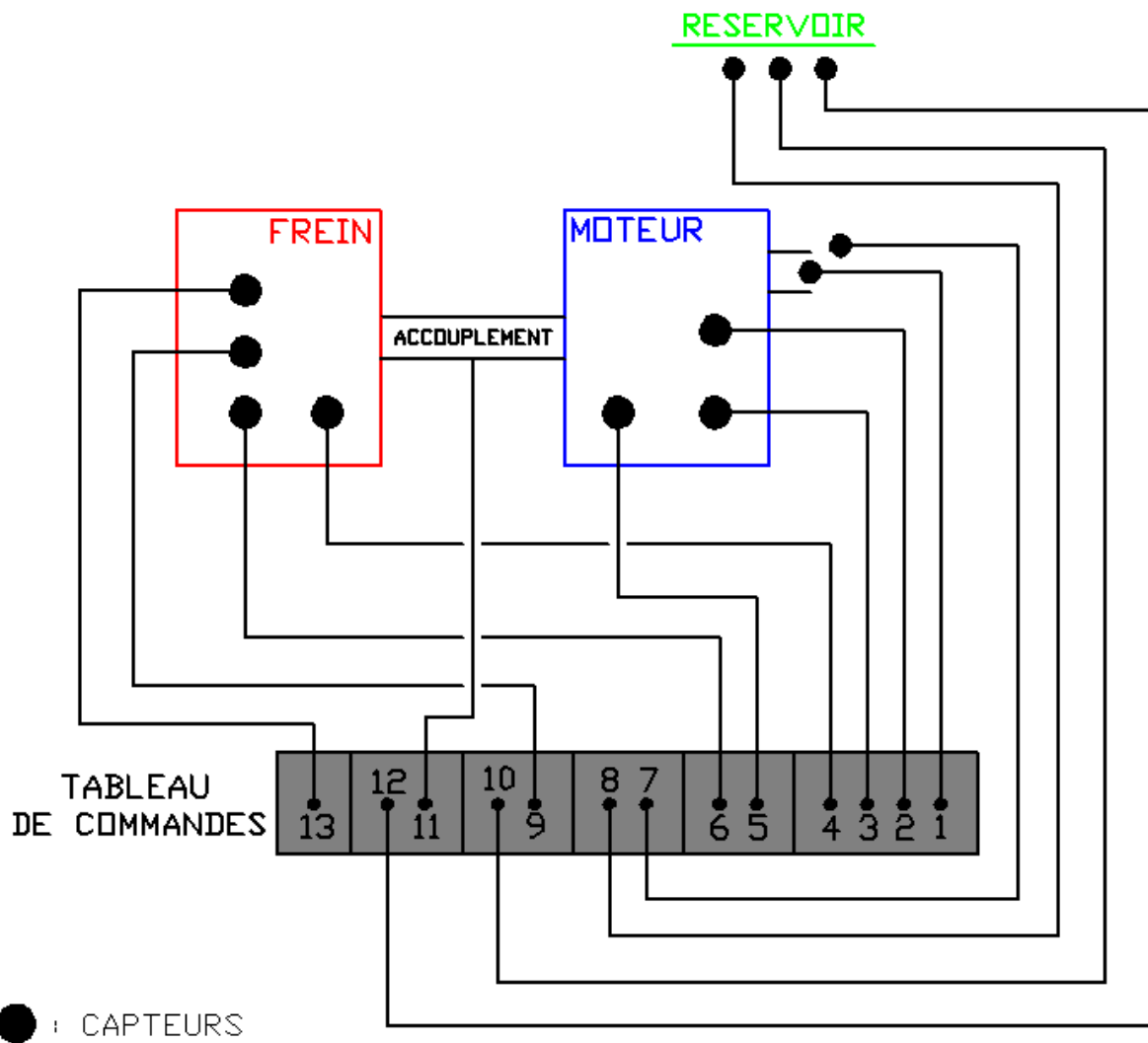
V.8. Capteurs et tableau de commandes

Pour permettre au manipulateur de travailler dans des conditions idéales sur le banc, les appareils de mesures et de contrôle sont rassemblés dans un tableau unique. Toutes les informations sont regroupées sur une seule interface appelée « tableau de commandes ».

Le tableau est alimenté en données par l'intermédiaire des capteurs posés à différents endroits du banc d'essai selon les appareils de mesures. L'ensemble des résultats récoltés sur le banc sont redirigés vers un pupitre unique conçu de manière à ce que les lectures soient

simples. Dans un souci de lisibilité et d'accessibilité, le pupitre est divisé en sections ou chaque type de données est reporté. Ainsi, une partie est réservée aux valeurs des différentes températures, une autre partie aux débits, une autre aux pressions... etc.

Voici un schéma qui montre le relais entre le banc d'essai et le tableau de commande par l'intermédiaire de nombreux capteurs. Ici, uniquement les principaux capteurs sont reportés.



Les capteurs 1 → 4 sont dédiés à la mesure des températures.

- C1 : mesure la température des gaz d'échappements. Un thermocouple est placé dans la canalisation d'échappement.

- C2 : mesure la température de l'eau du moteur. Un thermomètre est placé à la sortie de l'eau du moteur.
- C3 : mesure la température de l'huile du moteur. Par l'intermédiaire d'un thermomètre placé dans la partie inférieure du carter d'huile moteur dans un bouchon percé.
- C4 : mesure la température de l'eau du frein. Comme précisé dans l'étude thermodynamique du frein, l'eau ne doit jamais dépasser les 80°C. Le thermomètre est placé dans le bac.

Les capteurs C5 et C6 mesurent les pressions au niveau du moteur et du frein. Deux manomètres à tube de Bourdon sont utilisés, l'un pour la mesure de la pression d'huile moteur, l'autre pour la mesure de la pression d'eau du frein.

Les capteurs C7 et C8 sont reliés à des appareils d'analyse. Au niveau de la sortie d'échappement, nous pouvons brancher un analyseur de fumées d'échappement pour recueillir des informations sur la qualité d'injection entre autres. Quant au réservoir de biocarburant essence, un capteur nous donne le taux d'alcool.

Les capteurs C9 et C10 sont destinés à recueillir les valeurs des débits. A la sortie des réservoirs de biocarburants, des débitmètres servent à fournir la consommation spécifique. Dans le frein, il s'agit de mesurer le débit d'eau.

Le capteur C11 est relié à l'accouplement. Un système permet de mesurer la valeur des vibrations : une donnée importante dans la connaissance des transmissions d'erreurs. Le capteur C12 sert à donner le niveau de carburant par l'intermédiaire d'un flotteur dans le réservoir.

Enfin, le capteur C13 se situe au niveau du frein et est relié à un tachymètre pour mesurer la vitesse de rotation du moteur, valeur indispensable pour le calcul de la puissance. Il se branche directement sur l'arbre du frein.

Notons que d'autres capteurs peuvent être introduits ultérieurement au banc d'essai, selon les données que l'on veut mesurer. Néanmoins, cela impliquera une modification du pupitre de commandes.

V.9. Méthode d'essai

Une fois la conception du banc d'essai finalisée et réalisée, il est nécessaire de respecter quelques recommandations avant et durant les essais. En voici les plus importantes :

- Avant le démarrage, il est obligatoire d'effectuer un contrôle de tous les éléments de l'installation notamment l'alimentation en carburants, en air et le refroidissement du moteur.
- Pour avoir un bon relevé des performances du moteur, il est nécessaire de vérifier la bonne fixation du moteur sur son support dans le but d'éliminer les vibrations pouvant provoquer des effets néfastes.
- L'accouplement du moteur vers le frein hydraulique doit être réalisé avec un maximum de précision de centrage. Plus le désaxement est faible, plus les vibrations du moteur seront amorties et ainsi elles ne seront pas transmises au frein.
- Enfin, pour la conduite des essais, on lance le moteur en s'assurant du bon fonctionnement de la pompe à huile et de ses raccordements à l'aide du manomètre dès les premiers tours. Après quelques instants de marche à bas régime et sans charge, on élèvera progressivement la vitesse de rotation pour atteindre le régime de l'essai.

V.10. Conclusion

Tous les éléments relatifs à la conception du banc d'essai biocarburant ont été abordés dans ce chapitre. Leur dimensionnement a été effectué à chaque fois avec une marge de sécurité obligatoire dans ce genre de réalisations. Il y a souvent été question de choix judicieux et de compromis dans le but d'aboutir à un résultat concret et réalisable. Le principal aspect novateur du projet réside dans l'idée d'accoupler un domaine classique et maîtrisé (le banc d'essai moteur) à un autre plus récent et en pleine expansion (les biocarburants).

Conclusion générale

Conclusion générale et recommandations

L'objectif de ce projet fût en tout premier lieu d'apporter une contribution, aussi minime soit-elle aux futures réalisations de l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger. Intervenir sur la partie consacrée aux biocarburants au sein de la prochaine Maison Verte de l'Ecole : telle était la mission définie au travers de nos travaux. Nous avons tenté tout le long de nos recherches et calculs de vérifier la réalisabilité de la chose : en fin de compte, nous avons amassé une quantité non négligeable d'informations concernant le domaine des biocarburants et celui de la conception de bancs d'essai.

D'emblée, nous avons remarqué que la compatibilité d'adaptation aux technologies relatives aux biocarburants ne représentait pas un obstacle infranchissable : les motorisations Diesel ont besoin de modifications légères seulement. La tâche est néanmoins plus ardue lorsque l'on s'attaque aux motorisations essence. La subtilité réside principalement dans le taux de bioéthanol dans le carburant. A partir d'un certain seuil, des modifications particulières du moteur sont obligatoires : il a été question de décrire ces modifications au cours de notre travail car la conception du banc d'essai au niveau de la Maison Verte nécessite une maîtrise complète pour tous les types d'utilisation.

Un autre aspect important se rapporte au choix judicieux du matériel utilisé. L'aboutissement d'un projet d'une telle envergure ne se limite pas uniquement aux organes principaux que sont les moteurs, le frein et l'accouplement. D'autres détails de moindre importance à première vue sont des éléments de base du bon fonctionnement de l'ensemble : un réservoir de carburant sous dimensionné, des supports moteur transmettant les vibrations, un tableau de commandes défaillant ou une mauvaise aspiration des gaz d'échappements seraient autant d'inconvénients qui ruineraient la bonne marche du banc d'essai.

Toujours dans le même souci d'optimisation de fonctionnement, les appareillages de mesures doivent être choisis avec le plus grand soin. Aujourd'hui, un grand nombre de systèmes de mesures sont automatisés : ils offrent des résultats en temps réel, plus vite et souvent, de manière plus précise. Il est donc très intéressant dans l'optique de perfectionner le banc d'essai de s'équiper de ce genre de matériels.

Enfin, toute étude dédiée à la conception d'un projet comme celui-ci se doit de se pencher sur sa faisabilité économique. Certaines contraintes dues pour l'essentiel au manque d'informations relatives aux coûts des appareils ainsi que le temps imparti ont fait que ce volet n'a pas été abordé.

La réussite d'une telle entreprise repose autant sur la réalisation du banc d'essai qu'à sa maintenance et son entretien dans le temps. Un exemple de taille peut déjà nous éclairer à ce propos : l'Algérie n'est pas un pays producteur de biocarburants, il est donc primordial de se poser la question du moyen d'alimentation du banc en éthanol et biodiesel. D'autre part, l'entretien des moteurs ou la consommation en eau du frein entre autres ont un coût à prendre en considération.

Malgré ces quelques obstacles communs à n'importe quel projet mis en œuvre, l'aboutissement d'un banc d'essai biocarburant au sein de l'Ecole Nationale Polytechnique demeure d'un attrait évident. De part les expérimentations qu'il pourrait offrir et son adaptation au mouvement environnemental actuel, il est capital que sa réalisation soit menée à bien. Il s'agit seulement de faire les compromis appropriés et de respecter les résultats des dimensionnements.

Références bibliographiques

- [1] **Mats Karlsson** : Sustainable Bioenergy : a Framework for Decision Makers, UN-Energy, United Nations, 2007.
- [2] **Daniel Ballerini**, avec la collaboration de Nathalie Alazard-Toux : Biocarburants. Etat des lieux, perspectives et enjeux du développement, IFP Publications, 2006.
- [3] **Daniel Ballerini**, le plein de biocarburants ? Enjeux et réalités. Editions TECHNIP, IFP Publications, 2007.
- [5] **J-C. Guibert** : Carburants et moteurs. Editions Technip Paris, 1997.
- [6] **Faaij, A.**: Biotechnology for bioenergy. Slides for conference on the role of biotechnology in industrial sustainability, OECD, Antwerp, Belgium. Utrecht University. The Netherlands. 2002.
- [8] **Daey Ouwens, C. A. Faaij** : A comparison of liquid fuels made from food crops and from woody materials. Sustainable Energy: New Challenges for Agriculture and Implications for Land use. Wageningen. The Netherlands, 2000.
- [9] **David Pimentel** : « Biomass Utilization, Limits of » – Encyclopedia of Physical Science and Technology 2002.
- [10] **Commission Energie et Développement Durable**, Groupe de travail « biocarburants », Communication à l'Académie des Technologies en décembre 2007.
- [12] **R.V. Smith** : Practical Natural Gas Engineering, Second Edition, Penn Well Books, 1990.
- [13] **Wyman, C. E.** : Biomass ethanol : Technical progress, opportunities, and commercial challenges. Annu. Rev. Energy Environ. 1999.

- [14] **Conférence CNAM** (Conservatoire national des arts et métiers) : Contraintes et mises au point des véhicules « flex fuel », 2007
- [15] **E. van Thuijl, C.J. Roos, L.W.M. Beurskens** : An Overview of biofuel technologies, markets and policies in Europe, Janvier 2003.
- [16] **Ahindra Nag** : Biofuels Refining and Performance, McGraw Hill, 2008.
- [17] **Ayhan Demirbas** : Biodiesel, A Realistic Fuel Alternative for Diesel Engines, Springer, 2008.
- [19] **M. Capot** : Les principes des mesures, Pressions, débits, niveaux, températures. Publications de l'IFP, Réédition 2001.
- [20] **J. Baudry, J. Chopin** : Recueil de mécanique physique et expérimentale, Ecole Nationale Supérieure du Pétrole et des Moteurs, Réédition 1998.
- [21] **Robert Perret, Albert Foggia, Elisabeth Rullière** : Entraînements électriques : Tome 2, Machines électriques industrielles, Hermes Sciences Publication 2007.
- [22] **Jules Burton** : Pratique de la mesure et du contrôle dans l'industrie, Rééditions Dunod, 1994.
- [23] **Jean-Marie Valance** : Mesure et régulation, 14^{ème} édition, Dunod, 2007.
- [24] **Graham Fowles** : Flow, Level and Pressure Measurement in the Water Industry, Butterworth-Heinemann Ltd, 2004.
- [25] **Dogan Ibrahim** : Microcontroller-Based Temperature Monitoring and Control, Butterworth-Heinemann Ltd, 2002.
- [27] **Philippe Arquès** : Conception et construction des moteurs alternatifs, Ellipses Marketing Collection Technosup, 2000.

- [28] **Catalogue SCHENCK** : Modern engine test systems with the DYNABAR hydraulic dynamometer.
- [29] **Documents FROUDE** : Essais des moteurs avec le dynamomètre hydraulique Froude.
- [30] **Catalogue SCHENCK** : Frein électromagnétique SCHENCK pour bancs d'essai moteurs.
- [31] **Volson Wood** : A treatise of the Resistance of Materials, Scholarly Publishing Office, University of Michigan Library, 2006.
- [32] **Paul A. Garin** : Outlines of Industrial Drawing: an Elementary Manual for the self instruction, Bibliobazaar, 2008.
- [33] **Francis Esnault, Pierre Agati** : Construction Mécanique, Transmission de puissance, Tome 3, Editions Dunod 2005.
- [35] **Robert A. Granger** : Fluid Mechanics, Dover Publications Inc. 1995.
- [36] **Georges F. Round** : Incompressible Flow Turbomachines : Design, selection, applications and theory, Butterworth-Heinemann Ltd, 2004.
- [37] **Eric E. Ungar** : Isolation of Mechanical Vibration, Impact and Noise, AMD Volume 1, American Society of Engineers, 1993.

Webographie

- [4] www.worldwatch.com
- [7] www.ademe.fr
- [11] www.aboutdme.org
- [18] www.biodiesel.org
- [26] www.peugeot.fr
- [34] www.veco-transmission.com

Annexes

Annexe A : Frein hydraulique

Annexe A1 : Dimensionnement du frein hydraulique

Annexe A2 : Schéma représentatif du frein

Annexe A3 : Diagramme caractéristique du frein

Annexe A4 : Abaque de refroidissement du frein

Annexe B : Accouplement frein – moteur

Annexe B1 : Dimensionnement de l'accouplement frein – moteur

Annexe B2 : Caractéristiques dimensionnelles de l'accouplement PNEUMABLOC

Annexe C : Coupe longitudinale du banc d'essai

Annexe D : Fiches techniques des moteurs

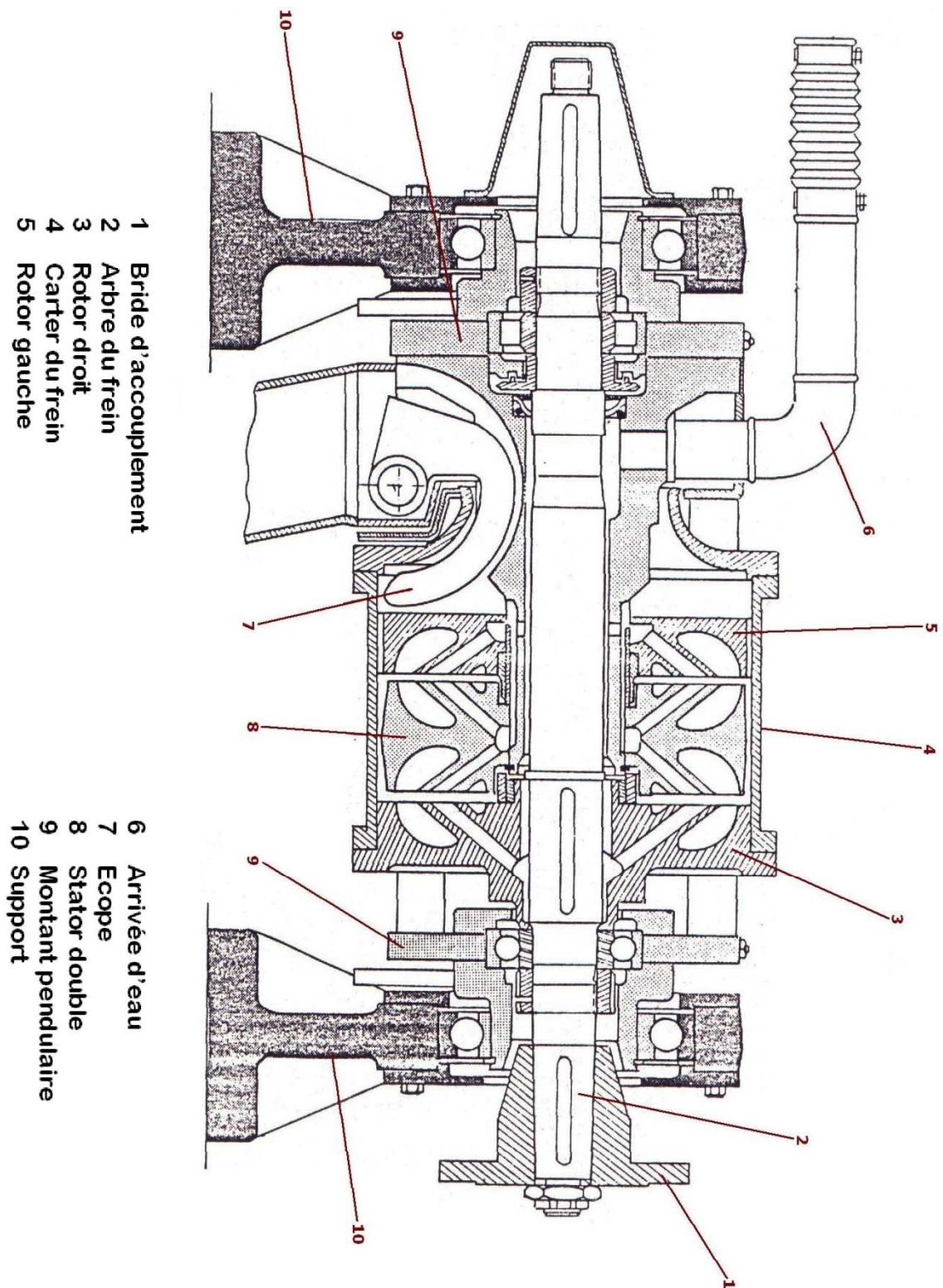
Annexe D1 : Fiche technique du moteur essence

Annexe D2 : Fiche technique du moteur diesel

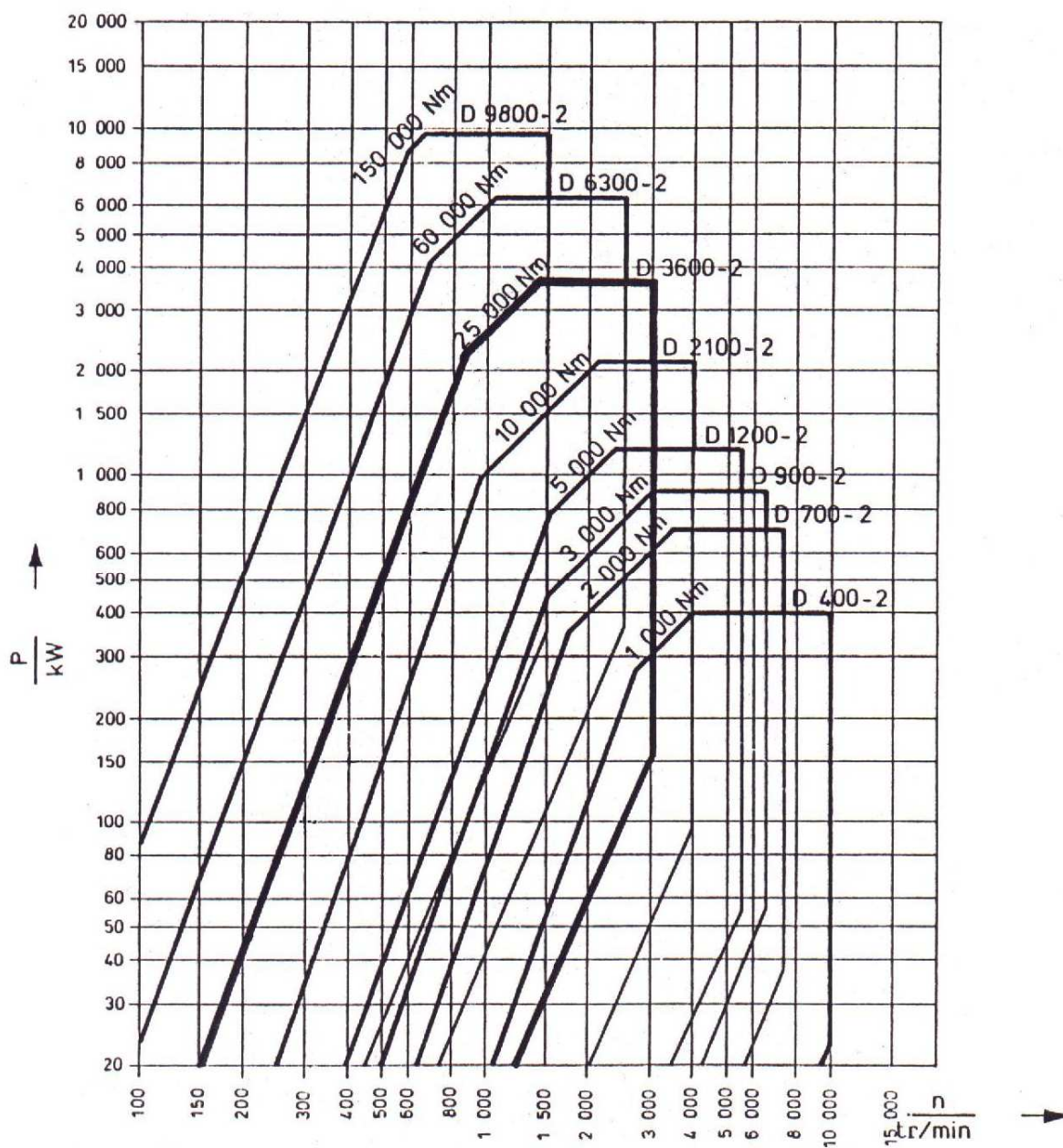
Eléments du frein hydraulique

- | | |
|-----------------|--------------------|
| 1 Stator | 5 Vanne de réglage |
| 2 Rotor | 6 Bâti |
| 3 Alvéole | 7 Anneau à rotule |
| 4 Arrivée d'eau | 8 Peson électrique |

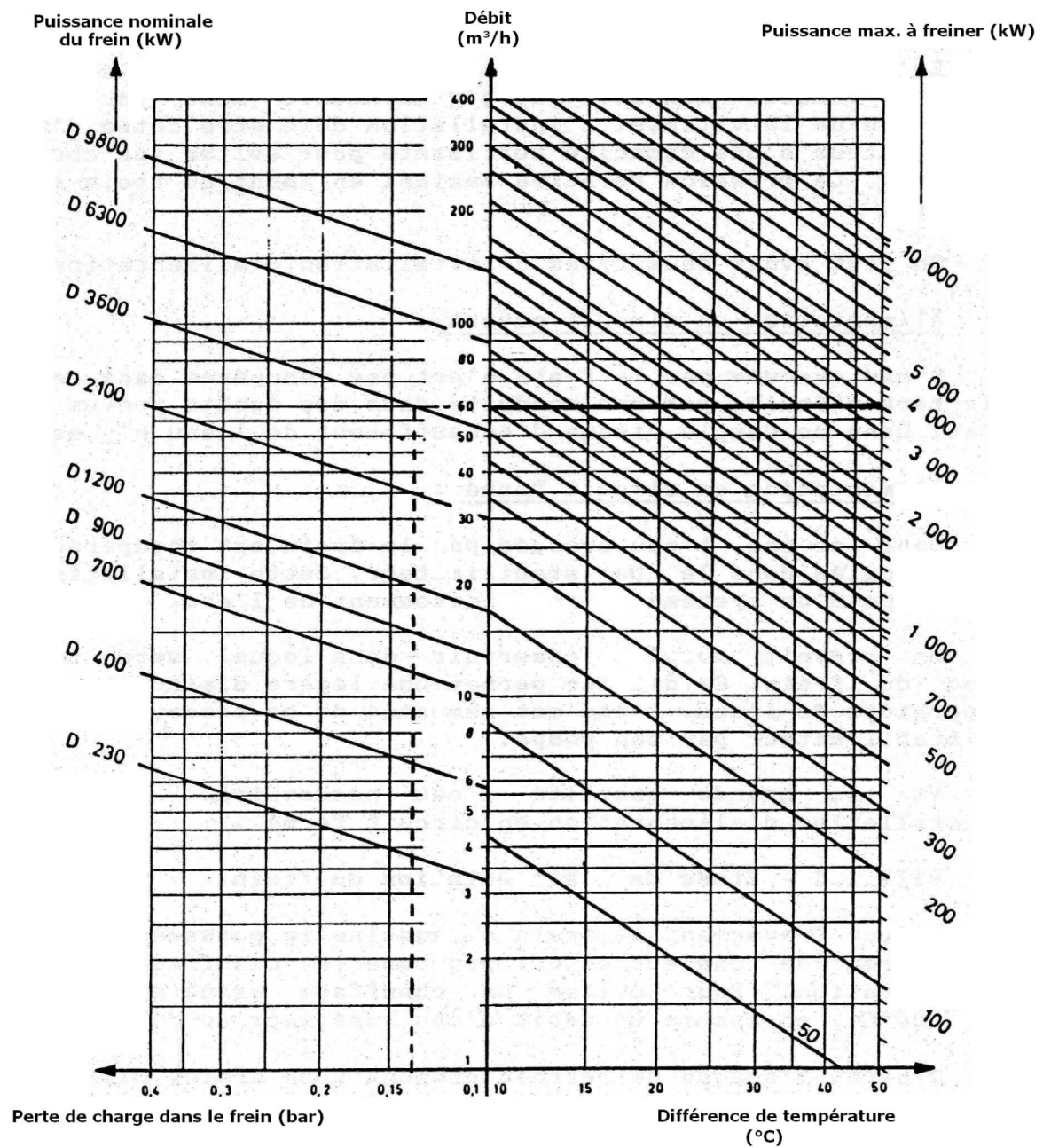
Annexe A2 : Schéma représentatif du frein hydraulique (document SCHENCK)



Annexe A3 : Diagramme caractéristique du frein hydraulique (document SCHENCK)



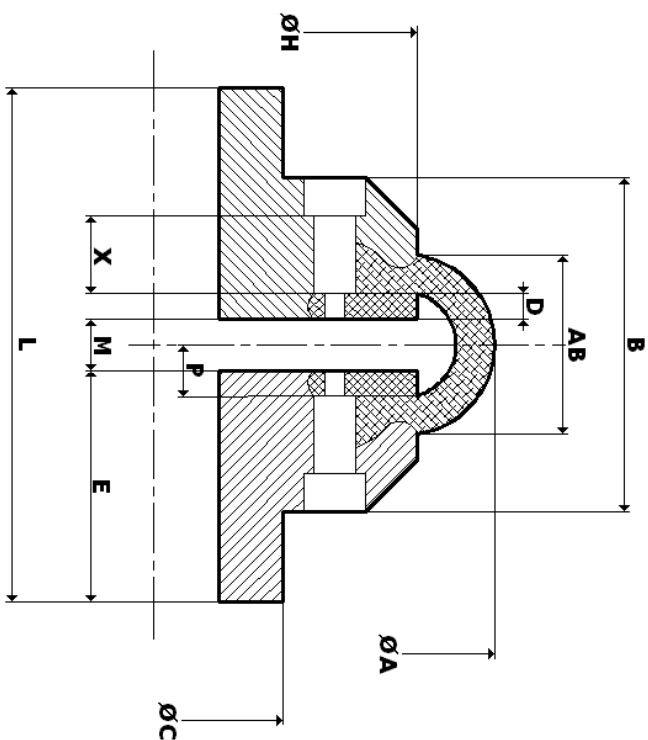
Annexe A4 : Abaque de refroidissement du frein hydraulique (document SCHENCK)



Annexe B2 : Caractéristiques dimensionnelles de l'accouplement PNEUMABLOC

Caractéristiques dimensionnelles des accouplements PNEUMABLOC® type P.P.

Taille	ØAlés. max.	Ø A	B	Ø C	E	Ø H	L	M	N	O	P	D	X	Y	AB
40	0 à 30	105	62,1	70	38	82	86,1	10,1	-	8	6	8	10	-	22,1
50	0 à 38	133	75,1	79	40	100	93,1	13,1	-	8	6	8	15	-	25,1
60	0 à 45	165	83,1	70	50	124,5	117,1	17,1	-	8	8	8	17	-	33,1
70	15 à 50	187	76,5	81	56	145	134,3	24,3	7	8	6,9	8	11,2	-	38,1
80	15 à 60	213	80,9	99,2	65	168	151,5	21,5	7	8	8,3	8	13,4	-	38,1
90	20 à 70	235	87,3	105,75	70	191	148,1	8,1	9	10	15,4	10	14,2	-	38,9
100	25 à 80	254	91,6	126,3	85	217	182,6	12,6	9	10	15,5	10	14	-	43,6
110	25 à 90	279	97,9	140	100	234	211,9	11,9	9	12	13,9	12	17,1	-	40
120	25 à 100	315	104,05	155	110	264	232,25	12,25	10,5	16	16,1	12	17,8	-	44,45
140	35 à 120	359	-	190	140	310,5	300,4	20,4	13	38	25	16	-	-	52,4
160	40 à 130	422	-	219	190	358	410,26	30,26	13	45	30,9	19	-	-	68,26
200	65 à 175	508	-	260	230	429,6	493,14	33,14	13	54	43,2	25,5	-	-	84,14
240	65 à 225	613	-	292	250	597	548,2	48,2	16	54	44,95	25,5	-	-	99,2



Annexe C : Coupe longitudinale du banc d'essai

- | | | | |
|---|----------------------------|----|-------------------------------|
| 1 | Arbre du frein hydraulique | 9 | Stator |
| 2 | Tachymètre | 10 | Rotor |
| 3 | Roulements du rotor | 11 | Étanchéité |
| 4 | Conduite d'alimentation | 12 | Roulements du stator |
| 5 | Conduite d'évacuation | 13 | Joints à lèvres |
| 6 | Cavités du stator | 14 | Plateau d'accouplement Frein |
| 7 | Cavités du rotor | 15 | Cardan |
| 8 | Bâti | 16 | Plateau d'accouplement Moteur |

Annexe D1 : Fiche technique du moteur 1,6 VTi essence 120 cv (données PEUGEOT)



308

1,6VTi 16v 120ch BVM5

A partir de 20.500,00 € TTC

CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES

Cylindrée (cm ³)	1598
Puissance administrative	7 cv
Puissance maxi en kW CEE / ch DIN à tr/min	88/120 à 6000
Couple maxi en Nm CEE à tr/min	160 à 4250
Consommation urbaine (l/100km)	9
Consommation extra-urbaine (l/100km)	5,2
Consommation mixte	6,5
Emissions de CO ₂ (mixte) - g / km	155
Vitesse maxi (en km/h)	195
0-100 km/h (en secondes) conducteur seul	10,8
Capacité du réservoir (litres)	60

Annexe D2 : Fiche technique du moteur 1,6 HDi essence 110 cv (données PEUGEOT)



1,6HDi 16v 110ch FAP BVM5

A partir de 21.450,00 € TTC

CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES

Cylindrée (cm ³)	1560
Puissance administrative	6 cv
Puissance maxi en kW CEE / ch DIN à tr/min	80/110 à 4000
Couple maxi en Nm CEE à tr/min	240/260 à 1750
Consommation urbaine (l/100km)	5,9
Consommation extra-urbaine (l/100km)	3,8
Consommation mixte	4,5
Emissions de CO ₂ (mixte) - g / km	120
Vitesse maxi (en km/h)	191
0-100 km/h (en secondes) conducteur seul	11,3
Capacité du réservoir (litres)	60