

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Conception mécanique et productique



Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

**ETUDE ET VALIDATION PRATIQUE DU
SYSTEME D'INJECTEION "COMMON RAIL"
DU MOTEUR DW10 (POMPE CP1 ET
INJECTEUR ELECTROMGNETIQUE)**

Présenté par:

Ahmed ZAKARIA

Proposé et dirigé par:

Mr. Arfaoui BENARFAOUI

Soutenu le 31mai 2017 devant le jury composé de :

Président du jury:	Med said CHEBBAH	M.C.A	BISKRA
Examineur :	Mouhamedi DJEMMOUAI	M.C.A	BISKRA

Promotion : Juin 2017



{يَرْفَعِ اللَّهُ الَّذِينَ آمَنُوا مِنْكُمْ وَالَّذِينَ أُوتُوا الْعِلْمَ
دَرَجَاتٍ وَاللَّهُ بِمَا تَعْمَلُونَ خَبِيرٌ}

صدق الله العظيم

Dédicaces

Je dédie ce mémoire accompagné d'un profond amour à ceux qui m'ont arrosé de tendresse et d'espoirs, et ceux qui m'ont supporté, appris et dirigé vers la gloire, Mes chers parents, pour m'encourager de poursuivre mes études

Et comme disait Marcel Proust : "Soyons reconnaissants aux gens qui nous donnent du bonheur; ils sont les charmants jardiniers par qui nos âmes fleurissent"

Une mère qui m'a enrichi de son DE'AA, que bon Dieu la soigne nchallah, Un père qui a attendu à soif pour mon arrivé à ce niveau. Mes frères et mes sœurs : ALI, HADJ-AYOUB, ZINA, NEIZIA, AZIZA ; Mes gendres HADJ SAID Mustapha, DAOUD Slimane, KHARMOUCHE Smail, et tous mes collègues et amis, sur tous ZEKRI Ali et BERBAR Nouraddine et mon colocataire RAMDANE Hadj kacem , Et Tous les confrères de ma promotion Filières : Energétique, Conception et production mécanique

ZAKARIA Ahmed

Remerciements

Merci Allah [mon dieu] le tout puissant de m'avoir donné la capacité d'écrire et de réfléchir, la force d'y croire, la patience d'aller jusqu'au bout du rêve et le bonheur de lever mes mains vers le ciel et de dire " Ya aallam ", merci de m'avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

Ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de Mr.BENARFAOUI Arfaoui, je le remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant ma préparation de ce mémoire.

Mon remerciement s'adresse également à tous mes professeurs pour leurs générosités et la grande patience dont ils ont su faire preuve malgré leurs charges académiques et professionnelles (MOUHAMEDJI Djemmouai- CHOUCHE Nacer- BENMACHICHE Messaoud).

Mes profonds remerciements vont également à toutes les personnes qui m'ont aidé et soutenu de près ou de loin principalement à ADJEL Abdeselame, le Dieselist qui m'a accompagné durant la partie expérimentale de ce travail, ainsi à tous les étudiants de département Génie Mécanique en générale et à ceux de ma spécialité Conception Mécanique spécialement.

ZAKARIA Ahmed

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre I : Les Différents types du Système d'injection du moteur diesel	
I-1. Généralités	3
I-2. Historique des systèmes d'injection	3
I-3. Évolution des systèmes d'injection	4
I-4. Présentation du système d'injection Common-rail.....	7
I-4-1. Définition du système Common rail	7
I-4-2. Constitution du système Common rail.....	7
I-4-3. L'avantage du système d'injection Common rail	8
I-4-4. Principe du Common rail	8
I-4-5. Analyse fonctionnelle du système d'injection Common-rail.....	9
I-4-6. Description de la partie hydraulique du système	10
I.4.6.1. La pompe de gavage	10
I.4.6.2. Le filtre principal.....	10
I.4.6.3. Le réchauffeur de gazole	10
I.4.6.4. Le refroidisseur de gazole	10
I.4.6.5. La pompe haute pression.....	10
I-4-7. Les circuits d'alimentation empruntés par le gazole.....	11
I-4-7-1. Le circuit d'alimentation Basse pression	12
I.4.7.1.1. Le réservoir du carburant	13
I.4.7.1.2. La pompe de gavage	14
I.4.7.1.3. Le filtre à carburant	15
I.4.7.1.4. Le réchauffeur du carburant	17
I-4-7-2. Le circuit d'alimentation Haute pression	18
I.4.7.2.1. La pompe haute pression	18
I.4.7.2.2. la rampe commune (Rail)	19
I.4.7.2.3. Les injecteurs.....	19
I-4-7-3. Le circuit de retour	20

I.4.7.3.1. Le refroidissement de carburant	21
I.5. Le circuit d'alimentation BOSCH CP1	22
Chapitre II : Etude technologique de la pompe haute pression	
II-1 Généralités	23
II-2 Constitution de la pompe haute pression.....	23
II-3 Fonctionnement de la pompe haute pression CP1.....	25
II-3.1 Création de la haute pression par la CP1	26
II-4. Etude de la pompe haute pression CP1	27
II.4.1 Circuit d'alimentation basse pression de la pompe HP	27
II.4.2. Etude statique de la pompe haute pression	29
II.4.2.1. Schéma statique et mécanisme de la pompe	31
II.4.2.2. expression de la position du piston	33
II.4.2.3. expression de la vitesse du piston	33
II.4.2.4. l'allure de la courbe du débit instantané de la pompe.....	33
II.4.2.5. Les actions mécaniques des éléments de la pompe.....	35
II.4.3. Etude dynamique de la pompe haute pression.....	35
II.4.3.1. Le torseur dynamique de la bague à méplats	35
II.4.3.2. Les efforts exercés par l'arbre excentrique agissant sur la bague.....	36
II.4.3.3. L'influence des effets dynamiques sur les efforts de l'arbre excentrique	36
II.4.3.4. La dynamique du piston	37
II.4.3.4.1 Effort exercé par le gazole.....	37
II.4.3.4.2. L'expression d'accélération du piston 1	37
II.4.3.4.3. L'action du ressort sur le piston 1	38
II.4.3.4.4 L'expression de la force de la bague agissante sur le piston 1	38
II.4.3.4.5 L'influence des effets dynamiques sur la force de la bague.....	39
II.4.3.4.6 L'expression de la force de la bague agissante sur les pistons 2,et 3	39
II.4.3.5. L'actions mécaniques appliquées par l'arbre excentrique	40
II.4.4. la puissance absorbée par la pompe haute pression	41
II.4.4.1. Puissance motrice due uniquement à l'action du piston P1	41

II.4.4.1.1. Le couple moteur nécessaire au fonctionnement C_{m1}	41
II.4.4.1.2. La puissance motrice correspondante P_{m1}	42
II.4.4.2. Puissances motrices due à l'action des pistons P2 et P3	42
II.4.4.2.1. Expressions des couples moteurs nécessaires au fonctionnement C_{m2}, C_{m3}	42
II.4.4.2.2. Puissances motrices correspondantes P_{m2}, P_{m3}	42
II.4.4.3. L'allure de la courbe de la puissance nécessaire au fonctionnement.....	42
II.4.4.4. calcul de la valeur de la puissance absorbé par la pompe	43
II.4.5. Le rendement volumique de la pompe haute pression.....	43
II.4.5.1. Déduction	44
II.4.5.2. Conclusion.....	45

Chapitre III : Etude et validation pratique de l'injecteur Common-rail à commande électromagnétique

III.1. Généralités	46
III.2. Description des injecteurs "Common-rail"	46
III.3. principe de fonctionnement de l'injecteur Common-rail	47
III.3.1. L'injecteur est fermé.....	48
III.3.2. L'injecteur s'ouvre	48
III.3.3. L'injecteur est complètement ouvert	48
III.3.4. L'injecteur se ferme.....	48
III.4. Etude de l'injecteurs "Common-rail"	49
III.4.1. Etude hydraulique de l'injecteur.....	49
III.4.1.1. Equation pratique du débit à travers un ajutage.....	50
III.4.1.2. La pression de la chambre de commande	51
III.4.1.3. Débit de la fuite provoqué par l'électrovanne d'injecteur	51
III.4.1.4. La quantité de carburant injectée	51
III.4.1.4.1. L'expression de la masse de gazole injectée par cycle.....	51
III.4.1.4.2. La masse de l'air contenu dans le cylindre en début de compression	51
III.4.1.4.3. La valeur de la masse de gazole injecté par cycle	54
III.4.1.4.4. Le volume du gazole injecté par cycle.....	54
III.4.1.5. Le temps d'injection	55

III.4.1.5.1. L'ouverture de l'injecteur	55
III.4.1.5.2. L'expression du temps d'ouverture de l'injecteur	56
III.4.1.5.3. Le volume de l'air au moment de l'injection	56
III.4.1.5.4. La pression de la chambre de combustion au moment de l'injection	56
III.4.1.5.5. La valeur du temps d'injection	56
III.4.1.5.6. La valeur du temps d'alimentation de l'électrovanne	56
III.5. Validation pratique du modèle retenu	57
III.5.1. La quantité de gazole injectée par coup.....	57
III.5.1.1. Outil utilisé à la lecture des données.....	58
III.5.1.2. Résultat obtenu	59
III.5.1.3. Interprétation de résultats	59
III.5.1.4. Conclusion	59
III.5.2. La quantité de gazole retournée au réservoir.....	59
III.5.2.1. Dispositif utilisé	60
III.5.2.2. Résultat obtenu	61
III.5.2.3. Interprétation de résultats.....	61
III.5.3. Le temps d'injection	61
III.5.3.1 Interprétation de résultats.....	62
III.5.3.2. Conclusion	62

Chapitre IV : Simulation numérique du mécanisme de la pompe haute pression

IV.1. Généralités	63
IV.2. Etude de l'arbre excentrique par Solidworks Simulation	63
IV.2.1. Déplacements imposés	63
IV.2.2. Détails des chargements externes	64
IV.2.3. Type de maillage	65
IV.2.4. Choix du matériau	66
IV.3. Résultats de l'étude	66
IV.3.1. Etat de contrainte.....	66
IV.3.1.1. critère de Von Mises.....	66

IV.3.2. Déplacement	68
IV.3.3. Déformation.....	68
IV.3.4. Les forces résultantes	69
IV.4. Conclusion	70
Conclusion générale	71

Dessin définition de l'arbre excentrique

Dessin d'ensemble du piston

Dessin d'ensemble de la pompe HP CP1

Dessin d'ensemble de l'injecteur électromagnétique BOSCH

Annexe

Liste des tableaux

Liste des figures

Liste des graphes

Bibliographiques

Nomenclature

Lettres Latines

C couple

D Diamètre

e excentration

F Force

g gravitation

h heurs

I_{nf} Influence des effets dynamiques

J joule

J_{\rightarrow} les pertes de charges

$J_{l\rightarrow}$ Les pertes de charges linéaires

$J_{s\rightarrow}$ Les pertes de charges singulières

k Raideur

l litre

L Longueur

m masse

M Moment

n nbr de cylindres

N vitesse de rotation

N newton (unité)

P Pression

P_u Puissance utile

P_a Puissance absorbée

Q Débit volumique

r_p rapport de transmission

R Rayon

R nbr de reynolds

R_e Nombre de Reynolds

t Temps

S section de passage

V volume

v vitesse

w watts

w → Travail

X, Y composantes

Lettres Grecques

α accélération

α, β angle

μ Viscosité dynamique

ν Viscosité cinématique du fluide

ρ Masse volumique

θ Angle de rotation

η Rendement

λ Coefficient de perte de charge

ω vitesse angulaire

Ω vecteur rotation

\varnothing diamètre

\mathcal{T} Torseur

Abréviations

HP haute pression

BP basse pression

pmh point mort haut

pmb point mort bas

SL sport léger

SE Spezial Einspritzmotor

BMW Bavarian Motor Works (Bayerische Motoren Werke)

Tii turbo injection indirect

RS Rollover System

JTD Jet Turbo Diesel

TDI Turbo Diesel Injection

FSI Fuel Stratified Injection

VAG Volkswagen Automobile Group

ECU Electronic Control Unit

NOx Les oxydes d'azote

CR Common Rail

Introduction générale

Les contraintes actuelles, tant écologiques qu'économiques, forcent les constructeurs automobiles à réduire la consommation et la pollution des moteurs Diesel. Le système d'injection est un des paramètres les plus importants dans le fonctionnement de ces moteurs. Il est d'ailleurs souvent appelé "le cœur du moteur". [26]

Il contrôle l'apport de carburant en fonction des besoins du moteur, et assure une haute pression d'injection pour une combustion parfaite dans la chambre à combustion. Il contribue ainsi à la distribution de carburant qui détermine les caractéristiques de la combustion. De cette façon, ce système a un impact direct sur la consommation, les émissions et le bruit des moteurs en général.

Les technologies utilisées dernièrement dans les systèmes d'injection des véhicules ont évolué, des utilitaires légers et du sport. En effet, les contraintes de hautes performances, de faibles consommations et émissions, de bas bruit, et de coût font de l'optimisation des systèmes d'injection un sujet de recherche particulièrement d'actualité.

Dans les véhicules légers, les moteurs à injection indirecte sont remplacés par les moteurs à injection directe (utilisés depuis un certain temps dans les camions, les bateaux ou pour l'industrie). Dans le cas d'un moteur à injection directe, le carburant est injecté directement dans la chambre, et l'énergie utilisée pour mélanger le combustible avec l'air vient de la quantité de mouvement du jet liquide délivrée par l'injecteur. C'est le nouveau système d'injection Common-rail qui assure une pression d'injection suffisante (jusqu'à 1600 bar actuellement). Le contrôle électronique de l'injection permet l'optimisation des paramètres d'injection en fonction des données du véhicule lors de son utilisation : la commande fournie par l'utilisateur (via la pédale d'accélération), les conditions de température et de pression, le régime, la transmission, la suralimentation, les conditions à l'échappement.

Le système d'injection Common rail consiste à maintenir le gazole sur une rampe d'alimentation à une pression trop élevée grâce à une pompe haute pression, et le diamètre des orifices de sortie des injecteurs a été diminué jusqu'à 100 μm , ce qui provoque une augmentation de la vitesse d'injection et une pression d'injection élevée quel que soit le régime moteur, et par conséquent un mélange optimisé dans la chambre de combustion. [20] L'objectif de ce travail est double : faire une étude théorique sur la pompe HP et l'injecteur électromagnétique, et valider pratiquement les résultats obtenus théoriquement.

Planification de travail

Ce mémoire est constitué de quatre chapitres. Le premier chapitre est une revue bibliographique qui nous renseigne et explique ce qui se passe dans un système d'injection Diesel haute pression, en mettant principalement l'accent sur le principe du Common rail et ses différents circuits hydrauliques.

Nous verrons ensuite dans le deuxième chapitre l'étude statique, dynamique, et hydraulique de la pompe haute pression, nous mettrons en valeur les expressions trouvées après démonstration.

La présentation des résultats débute au troisième chapitre qui a pour thème l'étude et validation pratique de l'injecteur CR électromagnétique, Des résultats pratiques sont montrés et comparés avec leurs résultats théoriques.

Le quatrième chapitre contient les dessins d'ensemble de la pompe HP de type CP1 et de l'injecteur électromagnétique, ainsi une simulation par logiciel SOLIDWORKS est faite pour déterminer numériquement les forces des pistons générés par l'arbre excentrique en utilisant le couple motrice.

Enfin nous concluons ce mémoire et recommandons sur les suites à envisager à ce travail.

I.1. Généralité

L'injection est un dispositif d'alimentation des moteurs à combustion, permettant d'acheminer (directement ou un peu en amont) le carburant dans la chambre de combustion afin d'améliorer le rendement moteur, l'injection fut à l'origine exclusivement mécanique, puis améliorée par l'électronique en utilisant un calculateur électronique.

I.2. Historique de système d'injection

Diesel

Le premier moteur à combustion interne alimenté par un système d'injection est breveté en 1893 par l'ingénieur Rudolph Diesel [1]. Les premières applications de l'injection sur les moteurs à explosion remontent aux années 1930. En Allemagne, Mercedes-Benz et Bosch mettent au point



Figure 1.1 Mercedes 300SL

un système d'injection directe adapté aux moteurs d'avions. Durant la Seconde Guerre mondiale, les avions américains utilisent ce système, sur le principe de l'injection indirecte monopoint [2].

Après la guerre, c'est en 1949 que les premiers moteurs à explosion sont alimentés par injection indirecte, et notamment sur les véhicules de sport participant à l'Indianapolis 500. En Europe, l'un des premiers exemples, toujours du type indirect, est développé en 1953 : il s'agit du 4 cylindres Connaught de formule 2 d'une cylindrée de 2 000 cm³. Mercedes, en 1954, adopte à son tour le système à injection, directe par contre, pour les 8 cylindres en ligne de ses Formule 1.

L'injection directe sur moteur d'automobile est une invention française, de Georges Regembeau, qui convertit une Citroën Traction Avant à cette technologie au tout début des années 1950, pour sa satisfaction personnelle [3]. Alliée à des équipements novateurs, comme la boîte 6 vitesses Regembeau et un très bon système de freinage, cette voiture pourra atteindre des performances remarquables, 190 ch. et une vitesse de pointe de 210 km/h [4].

C'est dans les années 1960 que les constructeurs s'intéressent davantage aux injections plutôt qu'aux carburateurs, en raison des problèmes soulevés par la pollution atmosphérique. En 1961, Ferrari se lance à son tour dans la voie montante de l'injection, à titre expérimental, en élaborant un système direct en coopération avec Bosch sur le V6 de la 246 Sport. En 1963, Ferrari étend l'application de l'injection à ses moteurs de Formule 1 [5].

La première voiture de série équipée d'une injection d'essence directe fut la Mercedes 300 SL dont le dispositif était entièrement mécanique très proche du système adopté par Regembeau. En raison d'un développement trop rapide ou à la difficulté de mise au point de cette nouvelle technologie, le mécanisme était peu fiable à cause des problèmes de lubrification de la pompe à injection [1]. Mercedes développa par la suite de nouveaux modèles, comme la 220 SE, équipé du système Bosch, mais de type indirect. Fort de ce succès de Mercedes, l'injection entraîna irrémédiablement dans l'automobile de série [6].

L'injection indirecte la plus perfectionnée reste cependant l'injection Kugelfischer qui fut utilisée depuis le début des années 1960 jusqu'à la fin du XX^e siècle sur les voitures de course grâce à son adaptabilité, la « programmation » de l'injection étant réalisée par une came de forme complexe surnommée « patate ». Les utilisations en grande série les plus connues furent sur Peugeot 404 et 504 coupé et cabriolet et BMW 2002 Tii jusqu'à la BMW M1 des années 1980, ainsi que sur la Ford Capri 2600 RS.

La pré industrialisation du système nommé "Common rail" a débuté en 1990 dans les laboratoires communs de recherches et développements des sociétés Magneti-Marelli (Centre Ricerchs Fiat et Elasis). Profitant des recherches et expériences précédentes du groupe Fiat, une licence a été cédée au mois d'Avril 1994 à la société allemande Robert Bosch GmbH pour sa fabrication et sa commercialisation à grande échelle.

Et c'est en octobre 1996 que fut présentée la première voiture au monde équipée du fameux système Common rail, ALFA ROMEO 156JTD [14].

I.3. Évolution des systèmes d'injection

Le coût, l'efficacité et le bruit de fonctionnement générés limitaient les premiers systèmes à être installés uniquement sur les poids lourds. En 1987, Fiat réussit cependant à réaliser une injection directe qui résolvait ces problèmes et



Figure 1.2 Les premiers types d'injecteur produits

implanta la nouvelle technologie dans sa Fiat Croma turbo-diesel, une automobile de série qui fut ainsi la plus performante du segment. Fort de ce succès, l'allemand Bosch acheta la technologie pour permettre à Volkswagen de développer la gamme TDI, laquelle allait faire de lui le champion européen du diesel et lui donner les moyens financiers d'acquiescer plusieurs de ses petits concurrents (Seat, Skoda).

D'abord utilisé sur les diesels, c'est la firme japonaise Mitsubishi qui fut la première à adapter la technologie aux moteurs essences. Son idée était que l'injection directe permettait une bien plus grande précision dans la vitesse, l'orientation, la force et la pression avec laquelle le mélange air-essence entre dans la chambre de combustion, il devenait possible de faire fonctionner le moteur en mélange pauvre [3].

Apparue en 1997 sur la Mitsubishi Carisma GDI, cette technologie autorise en effet un dosage plus précis du carburant, une augmentation du taux de compression ainsi qu'une meilleure résistance au phénomène de cliquetis [7].

C'est pour améliorer le rendement de ses mécaniques que le groupe VAG a beaucoup investi dans l'injection directe sur le moteur essence, en le nommant FSI (de l'anglais Fuel Stratified Injection soit Injection Stratifiée de carburant), espérant ainsi refaire le coup marketing du TDI. L'injection directe est désormais associée à une électronique de contrôle octroyant une plus grande sobriété et de meilleures performances.

I.3.1. Injection mécanique

Dans l'injection mécanique, le combustible est injecté et pulvérisé sous l'action de la pression hydraulique : une pompe fournit jusqu'à 1 000 bar de pression pour la pulvérisation. Les injecteurs peuvent être du type à buse ouverte ou à aiguille, celle-ci s'ouvrant automatiquement sous la pression du combustible. Les pompes, compte tenu des fortes pressions qu'elles doivent produire, sont de type volumétrique, à pistons axiaux ou plongeants. Le dosage du combustible est obtenu par reflux, durant la phase de compression du piston, de la fraction excédentaire dans l'enceinte d'aspiration (pompes à soupape de reflux). Un autre système de dosage, largement utilisé (surtout sur les diesels rapides), prévoit une variation du reflux, obtenue par la rotation du piston, provoquée automatiquement par le régulateur [10].

I.3.2. Injection électronique

En 1967, l'injection électronique remplace l'injection mécanique dans le but d'améliorer le rendement moteur, grâce à un calculateur électronique [8]. Ce dernier décide de la durée de l'injection, et donc de la quantité de carburant injectée, pour optimiser le mélange air/essence. Le rapport théorique idéal air/essence pour le moteur à explosion est de 14,7 parts d'air pour 1 part de carburant. On parle alors de mélange stœchiométrique. Pour obtenir une combustion idéale et permettre une économie de carburant, on brûle une proportion air/essence de 14,7/1

La gestion de l'injection se fait à l'aide d'un E.C.U.(de l'anglais Electronic Control Unit soit unité de contrôle électronique) qui reçoit les informations des capteurs (sondes) tels que enfoncement de la pédale d'accélérateur, température du moteur, de l'air, le taux

d'oxygène, etc.. À partir de ces informations, il agit sur des actionneurs (injecteurs, volets d'admission d'air, etc.). [9].

I.3.3. Injection pneumatique

L'injection pneumatique, qui est utilisée notamment sur les diesels de navires à carburant lourd et sur certains moteurs 2 temps à essence, est basée sur le principe de propulsion d'un carburant par l'intermédiaire d'air comprimé. L'ensemble se compose d'une pompe à combustible, qui règle le débit d'un compresseur d'air et d'un injecteur-pulvérisateur. Son fonctionnement se divise en 2 étapes : la pompe dose dans un premier temps le combustible et l'envoie à l'injecteur puis dans un second temps, l'aiguille de ce dernier se soulève, le carburant est injecté dans le cylindre et pulvérisé par l'air sous pression engendré par le compresseur [10].

I.3.4. Injection indirecte

L'application du moteur Diesel aux véhicules automobiles légers privilégie parfois le silence de fonctionnement au détriment d'une légère surconsommation. Pour satisfaire à ces conditions, les moteurs Diesel montés sur les voitures étaient, jusqu'à un passé récent, de type à chambre divisée (injection indirecte). Deux principes sont utilisés : les préchambres et les chambres de turbulence. Dans ces deux cas, la combustion se déroule dans deux volumes séparés : une chambre, représentant 30 à 60% du volume total, qui reçoit l'injection du carburant et où s'amorce la combustion, et une chambre principale dans laquelle elle s'achève. L'injection du carburant dans ce petit volume relativement chaud permet de réduire le délai d'allumage du combustible. Seule la quantité minimum de combustible nécessaire à l'amorçage de la combustion s'enflamme, le reste se trouve chassé de la préchambre par l'augmentation de pression et la combustion se poursuit dans la chambre principale.

L'injection indirecte remplit les conditions requises pour son application à l'automobile, à savoir un relatif silence de fonctionnement du moteur et un faible taux d'émissions de NOx. Le second choc pétrolier en 1973 et les normes de dépollution toujours plus sévères ont amené les constructeurs à repenser le moteur Diesel en termes d'économie et de faible pollution [7].

I.3.5. Injection directe

L'injection directe est un système utilisé dans les moteurs à combustion interne. Elle consiste à injecter à la pression de 100 bars le carburant directement dans la chambre de combustion plutôt qu'en amont dans la tubulure d'admission pour les moteurs à allumage commandé, ou dans une préchambre pour les moteurs diesel. L'injection directe est apparue en grande série tout d'abord sur les moteurs Diesel. Les systèmes d'injection directe, diesel ou essence, utilisent largement l'électronique pour piloter la quantité de carburant injecté dans la chambre de combustion, ce qui permet une économie de carburant et des rejets moindres en n'injectant que la quantité de carburant nécessaire pour une combustion optimale [1].

I.4. Présentation du système d'injection "Common-rail"

I.4.1. Définition du système d'injection "Common-rail"

On entend par système « Common rail », un système d'injection Diesel dont les injecteurs sont alimentés par une rampe commune et pilotés électroniquement par un calculateur d'injection. - Contrairement à l'injection classique, il n'y a plus de pompe d'injection, mais une pompe HP [12].

I.4.2. Constitution du système d'injection "Common-rail"

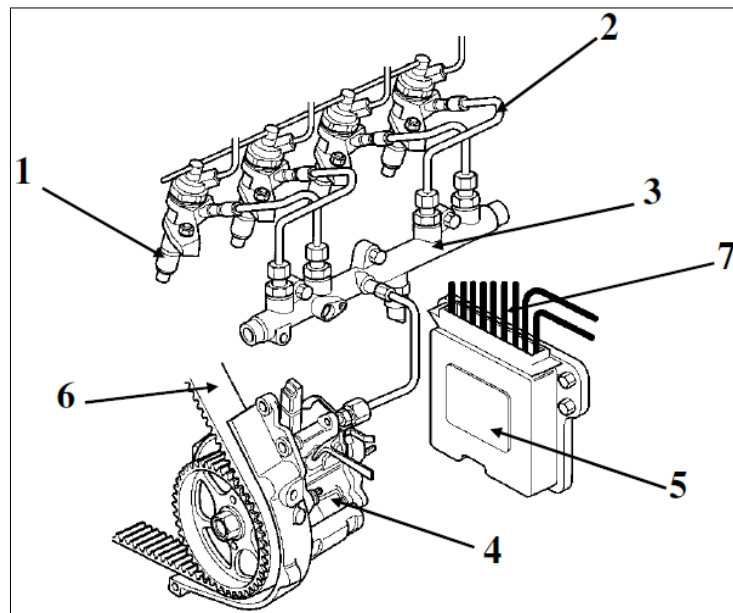


Figure 1.3 Composants de système common-rail

Repère	Désignation	Repère	Désignation
1	Injecteur	5	Boitier électronique
2	Conduite haute pression	6	Courroie de distribution
3	Rampe commune	7	Entrée des informations et sortie des commandes
4	Pompe haute pression		

Tableau 1.1 Nomenclature ‘‘système CR’’

I.4.3. L’avantage du système d’injection ‘‘Common rail’’

Le système Common rail est constitué d’un système hydraulique géré par un système à gestion électronique, ce qui offre un rendement supérieur aux moteurs thermiques.

Le progrès est remarquable sur le plan du confort, de la consommation et sur le plan de la diminution de pollution. Avec une augmentation de couple et de puissance d’au moins 25% et un rendement maximal de près de 40% [13].

I.4.4. Principe du Common rail

Sur ce système, la génération de la haute pression et la commande du débit d’injection sont deux fonctions indépendantes l’une de l’autre. Une pompe haute pression figure (1.3), entraînée par le moteur, alimente en permanence une réserve de gazole sous haute pression : le ‘‘Rail’’ ou rampe d'alimentation. La rampe est reliée par des tubes à tous les injecteurs. L'ouverture de chaque injecteur est commandée par une électrovanne 2/2 intégrée. Un calculateur gère en fonction des paramètres du moteur :

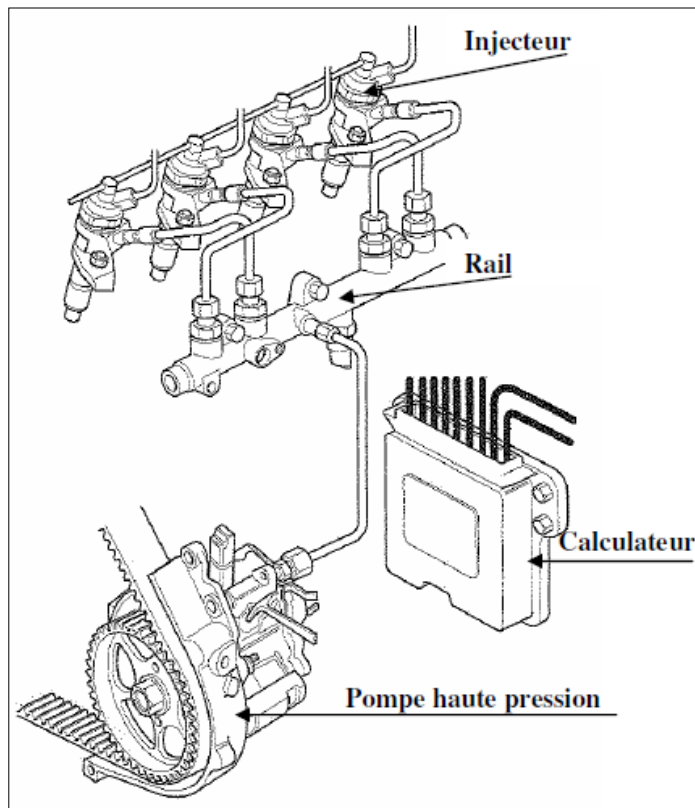


Figure 1.4 Principaux composants de l'injection Common-rail

- La pression dans la rampe.
- Le débit de la pompe.
- Le temps d'ouverture et le phasage (avance injection) de chaque injecteur.

Le système «Common Rail» permet, pour chaque injecteur, plusieurs injections sur un cycle moteur :

- Une injection pilote ou pré-injection.
- Une injection principale.
- Une post-injection.

La pré-injection préconditionne la chambre de combustion pour l'injection principale en ce qui concerne la pression et la température. Les conséquences de la pré-injection sont un délai d'inflammation raccourci pour l'injection principale, une réduction de la pointe de pression à la combustion (niveau sonore réduit) et une combustion optimale. L'injection principale doit permettre le développement d'un couple moteur élevé, une faible consommation de carburant, de faibles émissions polluantes et un faible niveau de bruit. La post-injection assure la réduction des NOx et l'injection d'une quantité définie de carburant pendant l'échappement [5].

I.4.5. Analyse fonctionnelle du système d'injection Common-rail

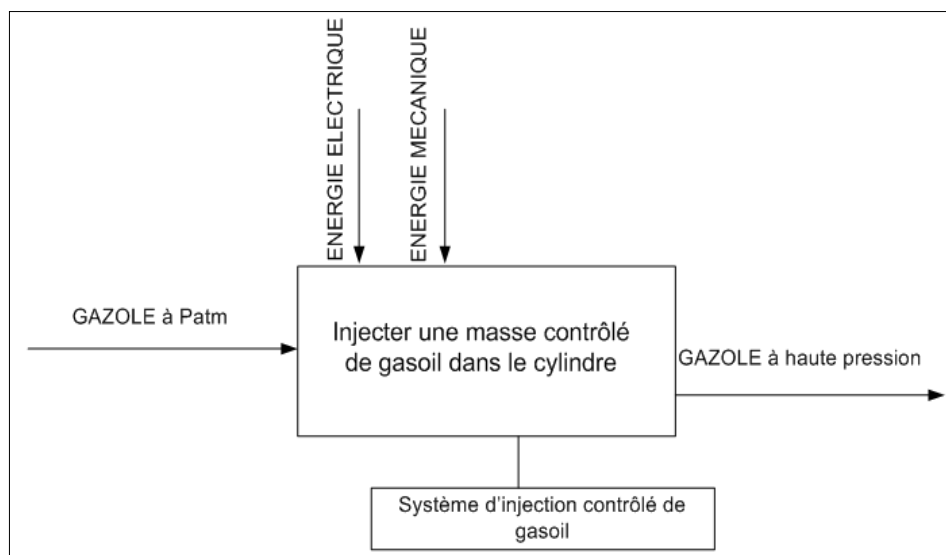


Figure 1.5 Analyse fonctionnelle du système d'injection Common-rail

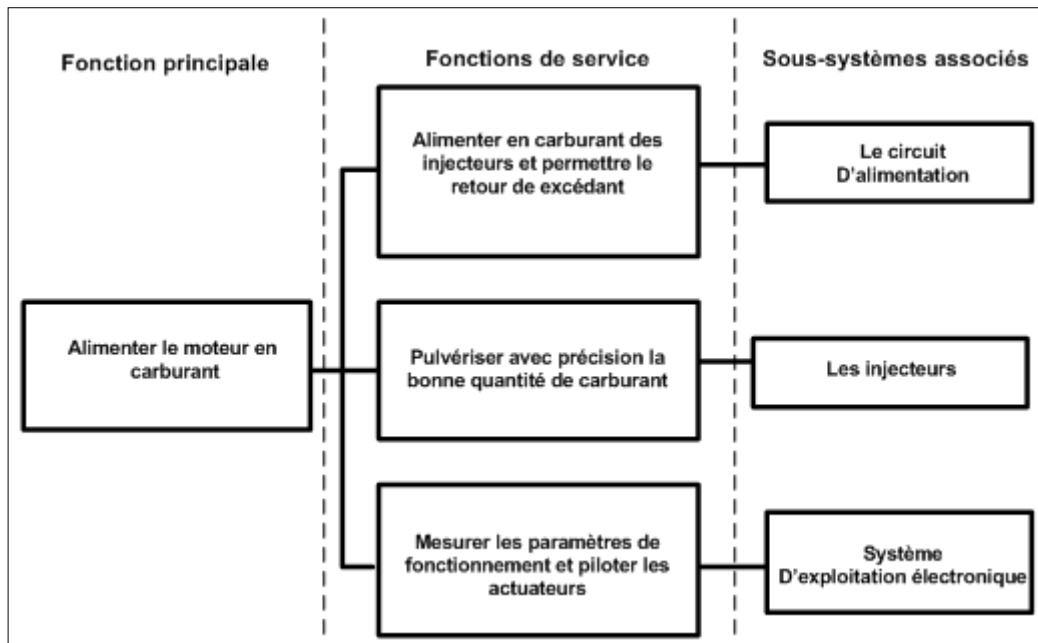


Figure 1.6 les Fonctions de système d'injection Common rail

I.4.6. Description de la partie hydraulique

I.4.6.1. La pompe de gavage (10)

Elle est intégrée au module de puisage placé dans le réservoir, elle aspire au travers d'un pré filtre (seuil de filtration de 300 mm). Son débit volumique est de 150 litres/heure sous une pression maxi de 2,5 bars (1 bar = 105 Pa).

I.4.6.2. Le filtre principal (12)

Il participe activement à la protection du système (seuil de filtration : 5 mm et décantation de l'eau). Il est muni, à son entrée d'un élément thermostatique qui dérive, à froid, une fraction du carburant provenant de la pompe de gavage vers le réchauffeur et à sa sortie d'un limiteur de pression taré à 2,5 bars.

I.4.6.3. Le réchauffeur de gazole (14)

Il réchauffe la fraction de gazole que l'élément thermostatique du filtre laisse circuler.

I.4.6.4. Le refroidisseur de gazole (8)

Les pertes de charge dans les différents circuits hydrauliques provoquent un fort échauffement du carburant, ce qui influe sur sa viscosité.

I.4.6.5. La pompe haute pression (15)

La pompe haute pression est entraînée par la courroie de distribution avec un rapport de transmission r_p Soit :

$$r_p = N_{\text{pompe}} / N_{\text{vilebrequin}} = 0.5$$

Elle possède trois pistons radiaux, la haute pression de service varie entre 200 et 1350 bars. La puissance maximale absorbée pour entraîner la pompe est de 4,5 kW.

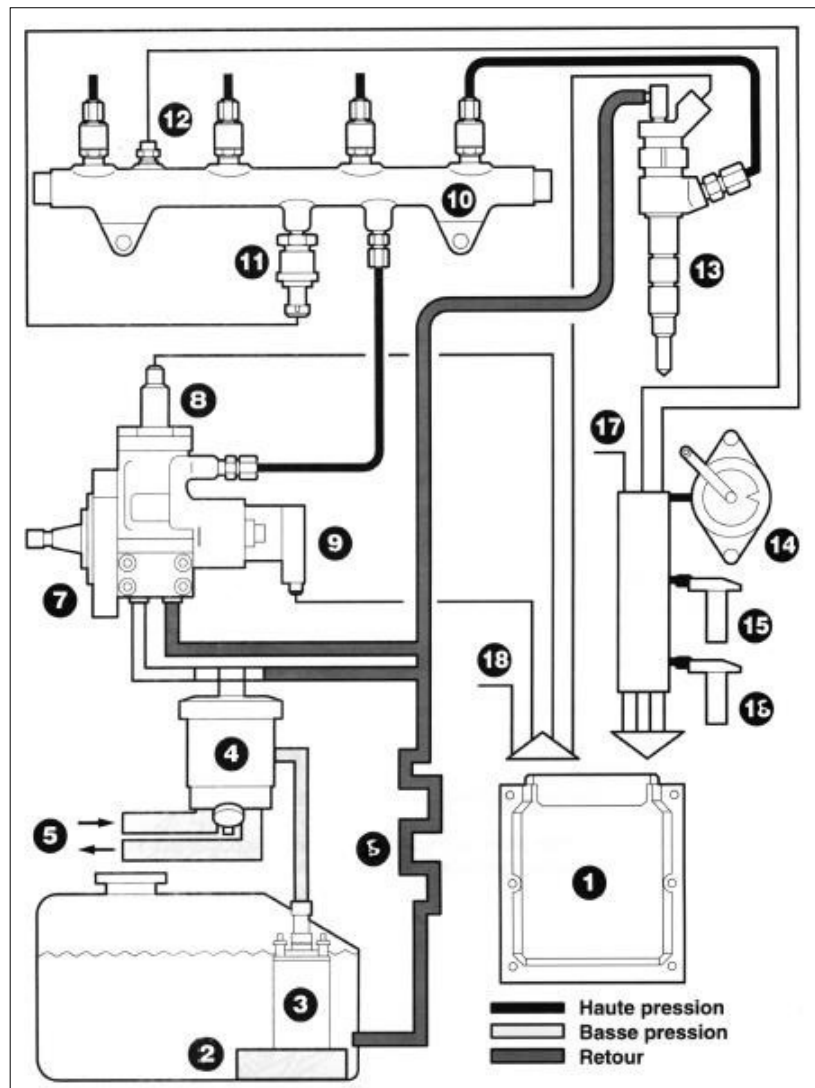


Figure 1.7 Vue d'ensemble du système d'alimentation

I.4.7. Le circuit d'alimentation emprunté par le gazole

Il se décompose en trois parties :

- Un circuit basse pression
- Un circuit haute pression
- Un circuit de retour

Le carburant est aspiré dans le réservoir par une pompe électrique ou mécanique et vient alimenter la pompe haute pression. Celle-ci peut être située dans le puits de jauge ou directement incorporée dans la pompe haute pression. Selon la température du carburant, il est dirigé ou non vers un réchauffeur, la pompe haute pression alimente en continu la rampe commune qui distribue de manière uniforme le carburant aux injecteurs (même pression et quantité). Le circuit de retour permet le retour du carburant vers la pompe haute pression et le réservoir. Il comprend un échangeur de température qui permet le refroidissement du

carburant avant d'atteindre le réservoir, afin d'éviter la condensation et donc la formation d'eau [12].

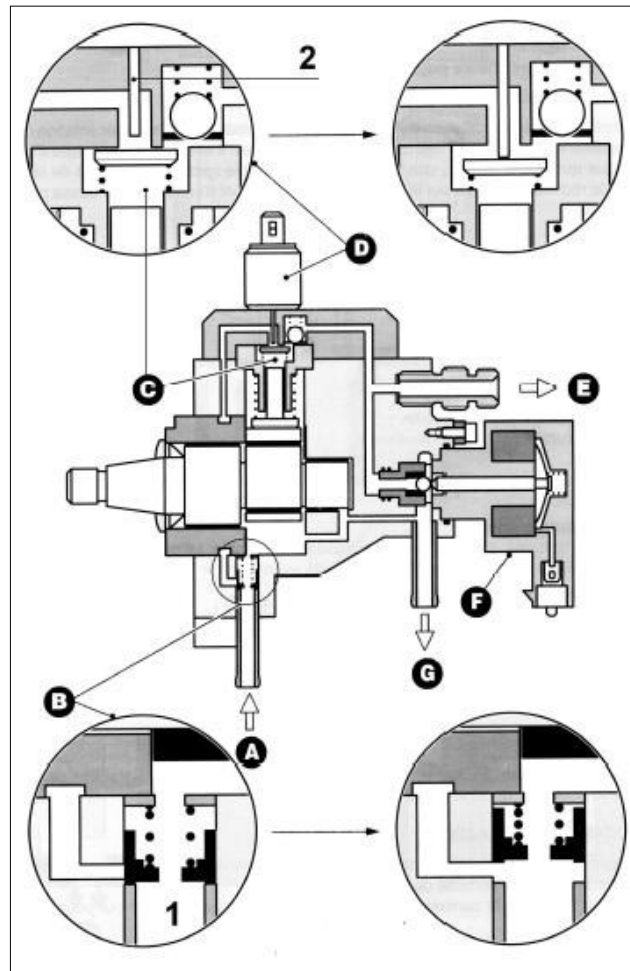


Figure I.8 Croquis de la pompe haute pression

I.4.7.1. Le circuit d'alimentation basse pression (BP)

Le circuit d'alimentation basse pression permet d'alimenter en quantité suffisante et à pression constante le circuit haute pression.

Les composants de circuit basse pression varie suivant les constructeurs et l'évolution technologique du Common Rail. En générale le circuit basse pression du l'injection CR est composé de 4 éléments

1. Le réservoir
2. La pompe de gavage
3. Le filtre à carburant
4. Le réchauffeur du carburant [14].

Et on va voir par la suite leurs caractérisations principales.

I.4.7.1.1. Le réservoir du carburant

Le réservoir sert à stocker le carburant, il participe au refroidissement et il possède : un bouchon pour le remplissage et une jauge à carburant et un ensemble de deux tubes plongeurs, l'un pour l'aspiration via une crépine et l'autre pour le retour. [14]

Les réservoirs des véhicules peuvent également être le lieu de développement de micro-organismes.

En effet, les réservoirs ont une grande capacité et compte tenu des consommations importantes de carburant, davantage d'air pénètre dans les réservoirs. La température du réservoir, via le gazole en retour d'injection augmente et favorise l'absorption de l'humidité. Les baisses de température entraînent la condensation de l'eau. Celle-ci va donc se retrouver en fond de réservoirs et dans les filtres. La présence d'eau et les températures élevées favorisent alors la prolifération des micro-organismes.

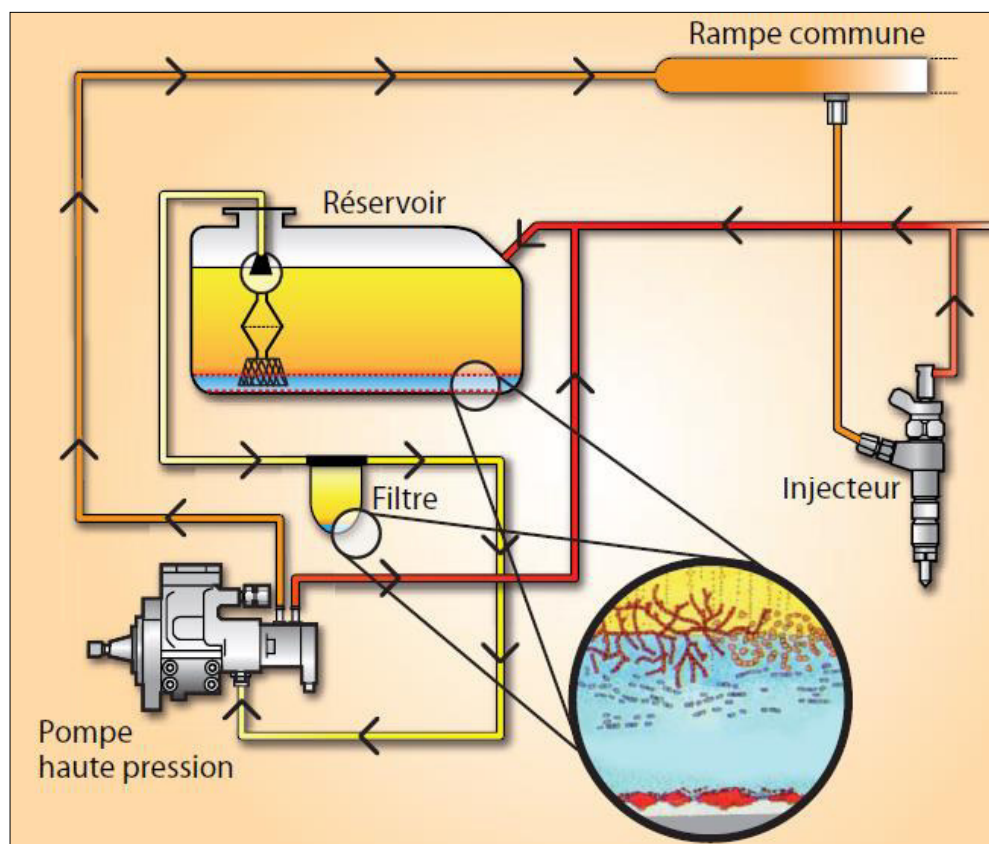


Figure 1.9 Contamination d'un réservoir par des micro-organismes

Et pour protéger les réservoirs efficacement contre la contamination par les micro-organismes il faut :

- Purger, lorsque cela est possible, le fond des réservoirs

- Purger régulièrement les séparateurs / décanteurs d'eau lorsqu'ils existent sur la ligne carburant.
- Limiter le volume non rempli en réservoir.
- Remplir les réservoirs en fin de journée afin d'éviter la condensation de l'humidité de l'air pendant la nuit.
- Eviter, lors du montage de réservoirs supplémentaires, tout point bas où l'eau peut s'accumuler.
- Veiller à bien refermer le bouchon du réservoir [15].

I.4.7.1.2. La pompe de gavage BOSCH modèle EKP3

La pompe de gavage est immergée dans le réservoir. Elle est alimentée en 12 V par un relais dès la mise en contact, durant 2 à 3 secondes et le moteur tournant.

Son rôle principal est d'alimenter en carburant la pompe haute pression en traversant par le filtre, et fournir la pression nécessaire dans le circuit basse pression (6 à 7bars en phase de fonctionnement, et 2 bars en phase de démarrage). Et elle est entraînée à presque 3 fois le régime pompe HP, par un pignon interne situé en bout de l'arbre à came pompe, de façon à fournir un débit supérieur à la consommation du moteur [16].

La pompe de gavage intègre un moteur électrique qui met en rotation le système de pompage, et un pré-filtre (filtration 300 μ m).

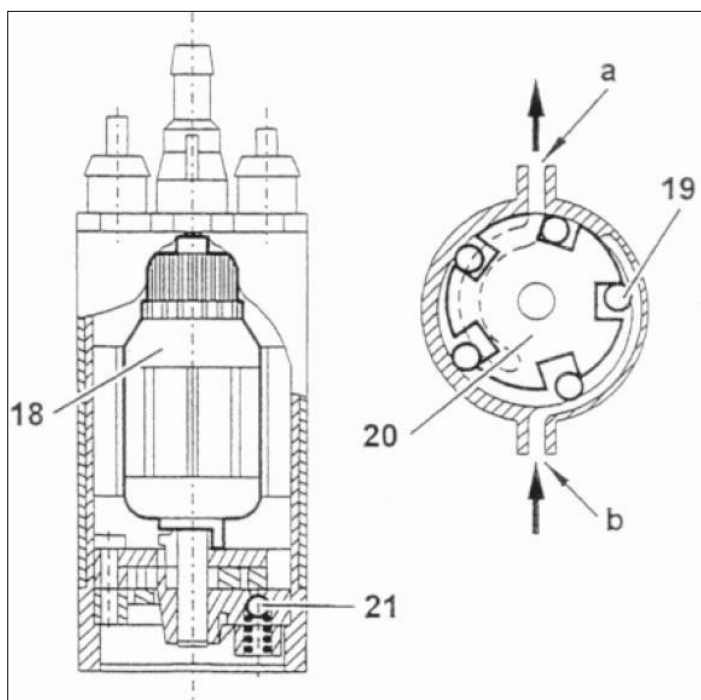


Figure 1.10 Pompe de gavage

Repère	Désignation	Repère	Désignation
a	Sortie carburant	20	Rotor
b	Entrée carburant	21	Clapet de sécurité (≈7bars)
10	Pompe de gavage	22	Flotteur jauge à carburant
18	Moteur électrique		
19	rouleaux		

Tableau 1.2 Nomenclature ‘ pompe de gavage’

I.4.7.1.3. Filtre à carburant avec clapet thermostatique

Les moteurs diesel sont très sensibles à la qualité et à la propreté du carburant (filtration). Il est conseillé et même recommandé de remplacer périodiquement la cartouche du filtre de carburant en suivant les préconisations du constructeur [16]. En effet le rôle principal du filtre est de :

- filtrer le carburant (seuil de filtration : 5µm),
- décanter l'eau,
- contrôler le réchauffage du carburant (élément thermostatique),
- contrôler la pression du circuit carburant basse pression (Régulateur de basse pression intégré).

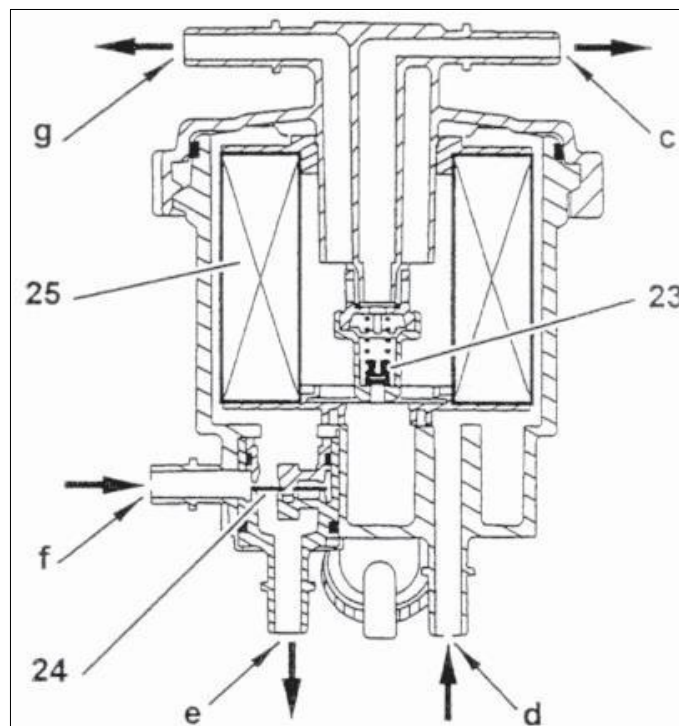


Figure 1.11 Coupe d'un filtre principale

(Circulation carburant dans le sens des flèches).

c - Retour réservoir à carburant

d - Entrée carburant réchauffé (sortie de boîtier d'eau)

e - Sortie : départ vers boîtier d'eau

f - Entrée carburant

g - Sortie : pompe haute pression carburant

23 - Régulateur de basse pression (clapet)

24 - Élément thermostatique

25 - Élément filtrant.

(D) : Température carburant : $<15^{\circ}\text{C}$

- l'élément thermostatique est décollé de son siège,

- le passage direct vers le filtre est fermé,

- le carburant est réchauffé au contact du boîtier de sortie d'eau

(E) : Température comprise entre 15°C et 25°C

-l'élément thermostatique est partiellement décollé de son siège; une partie du carburant est réchauffée.

(F) : Température carburant $>25^{\circ}\text{C}$

- l'élément thermostatique est en appui sur son siège

- le carburant passe directement vers l'élément filtrant.

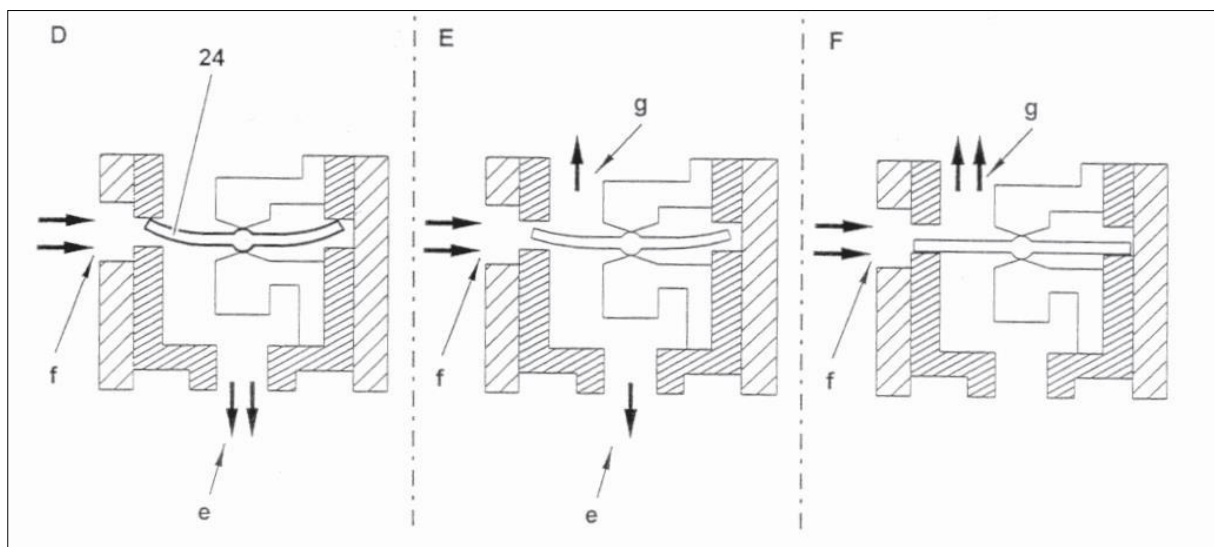


Figure 1.12 Dessin explicatif de fonctionnement de l'élément thermostatique

(Circulation du carburant dans le sens des flèches).

e - Sortie : réchauffeur (boîtier de sortie d'eau moteur)

D - Température carburant $< 15^{\circ}\text{C}$

f - Entrée carburant

E - Température comprise entre 15°C et 25°C

g - Vers élément filtrant

F - Température carburant $> 25^{\circ}$

24 - Élément thermostatique

I.4.7.1.4. Le réchauffeur de carburant

Son rôle est d'amener le carburant à sa température d'utilisation. Il réchauffe le carburant dévié par l'élément thermostatique (filtre à carburant). Il est constitué d'un tube plongé dans le liquide de refroidissement moteur. L'échange thermique est réalisé entre le liquide de refroidissement et le carburant.

Le réchauffeur de carburant est implanté dans le boîtier de sortie d'eau moteur.

Deux types de montage :

- Boîtier de sortie d'eau métallique : le réchauffeur est intégré au boîtier de sortie d'eau moteur.
- Boîtier de sortie d'eau plastique : le réchauffeur est fixé sur le boîtier de sortie d'eau [16].

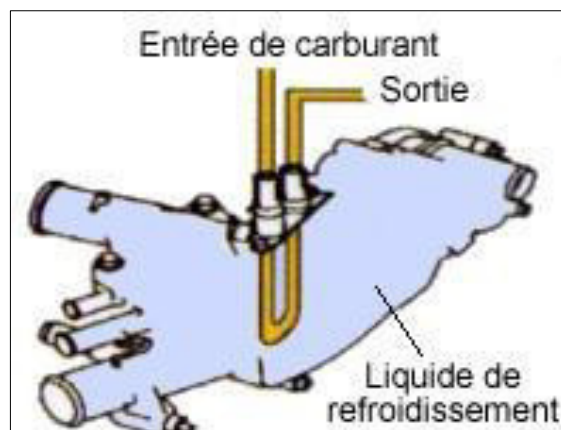


Figure 1.13 Réchauffeur de carburant

I.4.7.2. Le circuit d'alimentation haute pression (HP)



Figure 1.14 Circuit d'alimentation HP BOSCH

Le circuit d'alimentation haut pression (voir figure 1.14) a pour but de monter puis de maintenir le carburant à une pression donnée très haute (de l'ordre de 1300 à 1800 bars).

Il est composé de trois organes principaux.

I.4.7.2.1. La pompe haute pression

- elle fournit la haute pression carburant et alimente les injecteurs diesel.
- elle est entraînée par la courroie de distribution (rapport d'entraînement 0,5).
- elle ne nécessite pas de calage (pas de synchronisation entre la rotation de la pompe et la rotation du vilebrequin).
- sa technologie varie suivant les constructeurs.



Figure 1.15 Pompe HP

I.4.7.2.2. la rampe commune (Rail)

Son rôle est d'emmagasinier le carburant qu'il reçoit de la pompe haute pression afin d'alimenter les injecteurs. La pression dans le rail peut atteindre 1800 bars.

Le volume du rail est calculé en fonction des paramètres moteurs. La forme et le nombre de sortie varient donc en fonction de l'utilisation et du fabricant.

Un grand volume réduit les variations de pression dues aux injections et au remplissage du rail mais, prend plus de temps à se remplir et à arriver à la pression de fonctionnement du système au démarrage du moteur.

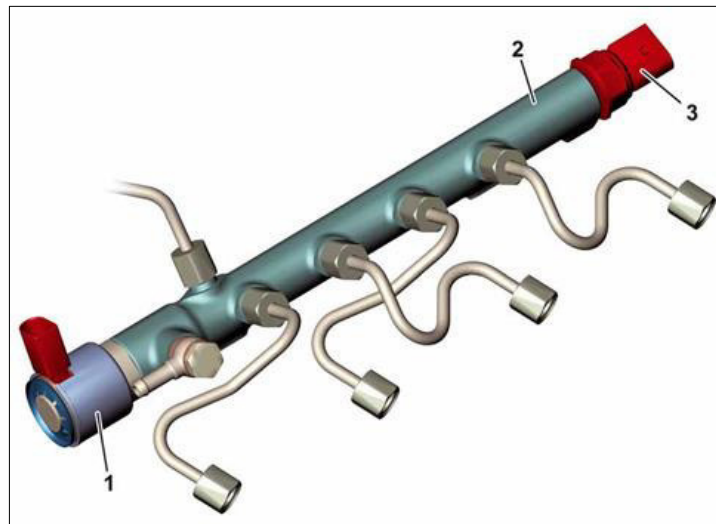


Figure 1.16 Rampe commune

1 Vanne de régulation de pression.

2 Rail.

3 Capteur de pression de rail. [19]

I.4.7.2.3. Les injecteurs

Sont les éléments qui pulvérisent le gasoil dans la chambre de combustion. Les injecteurs assurent la préparation du carburant et son injection dans la chambre principale (injection directe) ou dans la chambre auxiliaire (injection indirecte) en fonction du procédé de combustion [12].



Figure 1.17 Les injecteurs Common rail (BOSCH)

I.4.7.3. Le circuit de retour

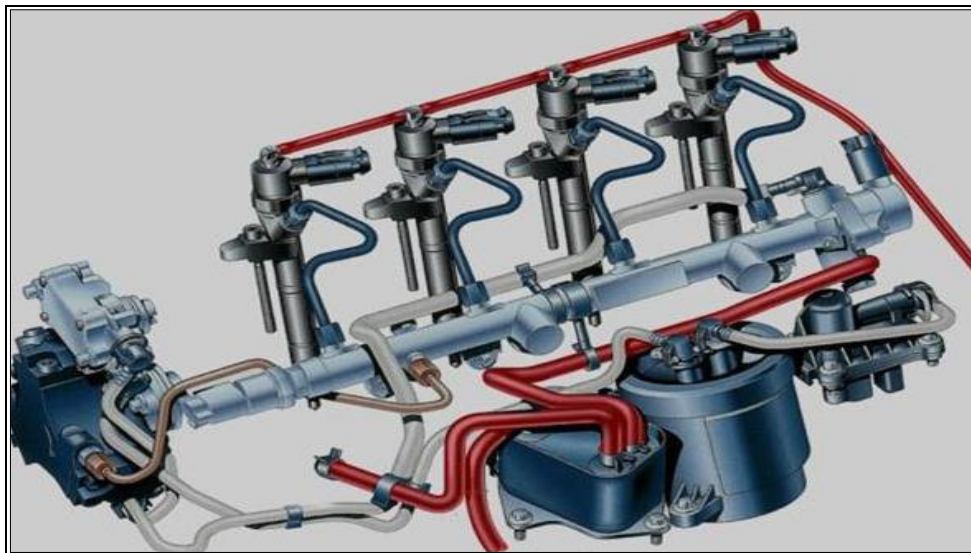


Figure 1.18 Circuit de retour

NOTE :, sur les systèmes Common rail, les retours sont très importants.

En effet, contrairement à un système diesel classique, le circuit de retour Common rail n'est pas seulement un retour du surplus de gasoil vers le réservoir.

Le retour joue un rôle important dans la gestion du système. La température peut être mesurée et une partie du carburant peut être renvoyée au filtre ou à la pompe sans passer par le réservoir.

Les différents cas vous seront expliqués plus en détail lors du développement par marque.

Chez Bosch, par exemple le retour des injecteurs est à une pression de 1 bar. Pression qui diminue au fur et à mesure que l'on se rapproche du réservoir.

Chez Delphi, le retour des injecteurs se fait en dépression.

Un venturi est placé sur le circuit et le retour de pompe provoque une dépression dans le retour des injecteurs. Cette dépression atteint 0,6 bar.

On comprend pourquoi il est important de savoir sur quel système on travaille afin de pouvoir analyser correctement le fonctionnement.

I.4.7.3.1. Le refroidissement de carburant

La performance du moteur diminue lorsque la température du carburant augmente. Certains constructeurs compensent l'augmentation de la chaleur en ajoutant un refroidisseur de carburant sur le circuit de retour (qui contient du carburant à des températures comprises entre 80°C et 110°C), afin de limiter la température du carburant (de l'ordre de 70°C). Le refroidisseur est simplement un échangeur de chaleur permettant de mettre en contact le carburant et l'air extérieur.

Il est très souvent composé d'un tube plié qui peut être recouvert d'ailettes permettant un meilleur transfert de chaleur entre l'air et le carburant parcourant le tube [12].

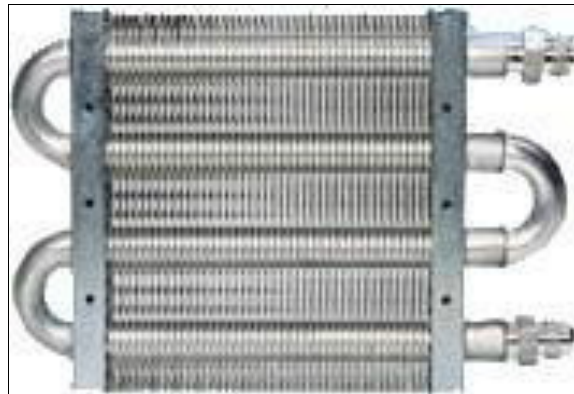


Figure 1.19 Exemple de refroidisseur à ailettes

I.5. Le circuit d'alimentation BOSCH CP1

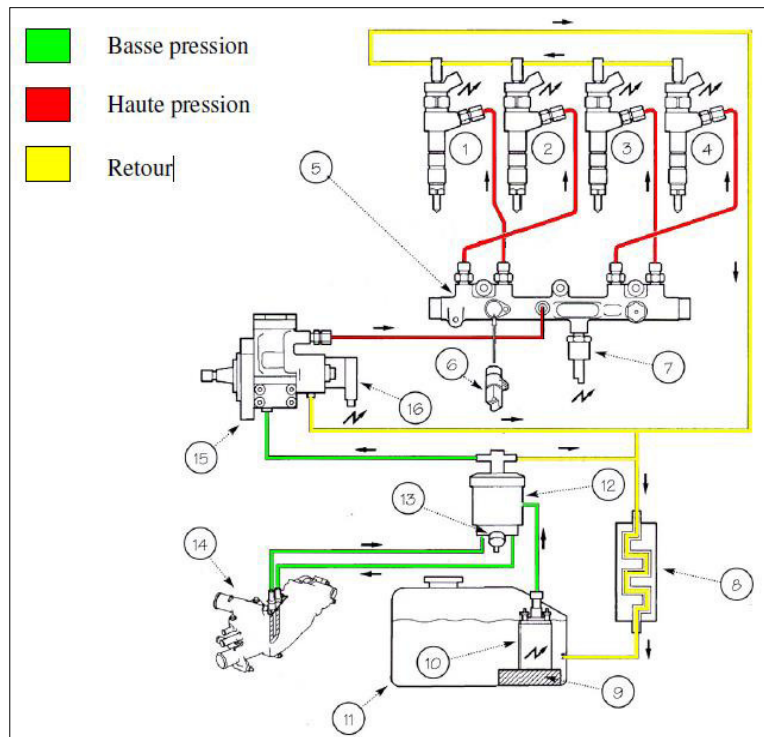


Figure 1.20

Circuit d'alimentation et nomenclature

<u>Repère</u>	<u>Désignation</u>	<u>Repère</u>	<u>Désignation</u>
1 à 4	Injecteurs	11	Réservoir
5	Rampe commune	12	Filtre à carburant, décanteur d'eau
6	Sonde T° carburant	13	Vis de purge d'eau
7	Capteur de pression	14	Réchauffeur de carburant
8	Refroidisseur	15	Pompe HP
9	Pré filtre	16	Régulateur haute pression
10	Pompe de gavage		

Tableau 1.3 Nomenclature ‘circuit d'alimentation’

II.1. Généralités

La pompe HP est entraînée par la distribution de moteur avec un rapport d'entraînement d'environ 0.5, elle est composée de trois pistons radiaux, décalés de 120° , qui fournissent à la rampe une quantité suffisante de carburant à une pression déterminée, elle absorbe un couple d'entraînement compris entre 18 et 20 rpm, la pompe doit fournir le débit souhaité sous une pression variante de 200 bar à 1400 bar. Et elle doit être fonctionnelle dans toutes les plages d'utilisation du moteur et réaliser une montée rapide en pression du rail. [12]

II.2. Constitution de la pompe haute pression

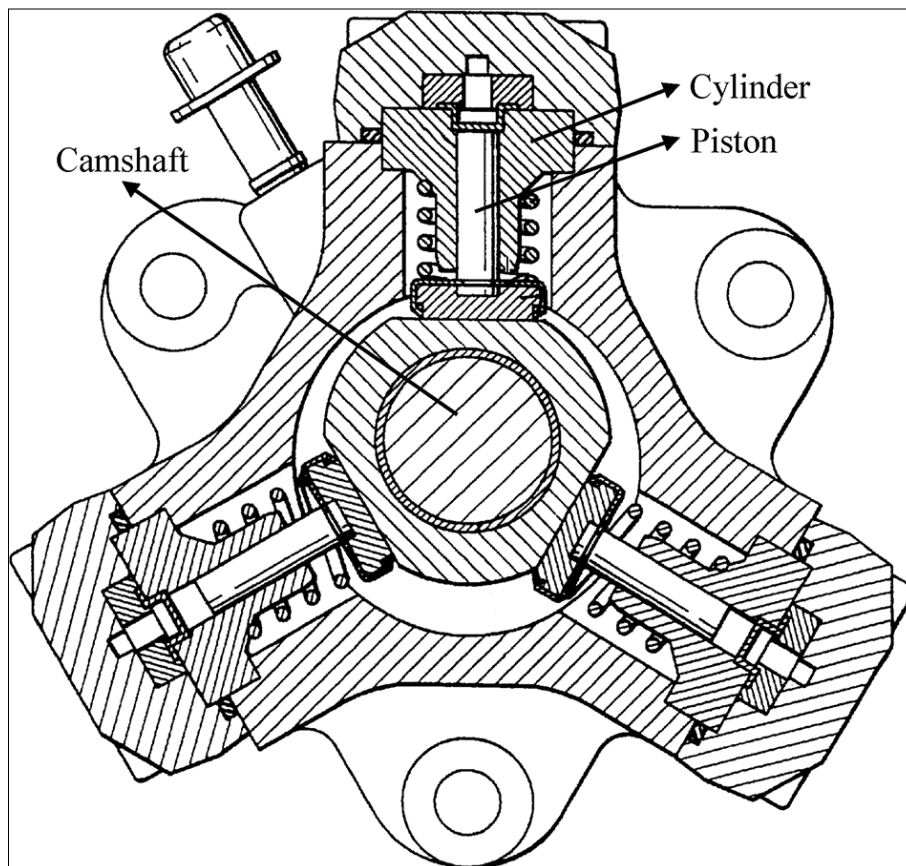


Figure 2.1 Coupe transversale de la pompe CP1

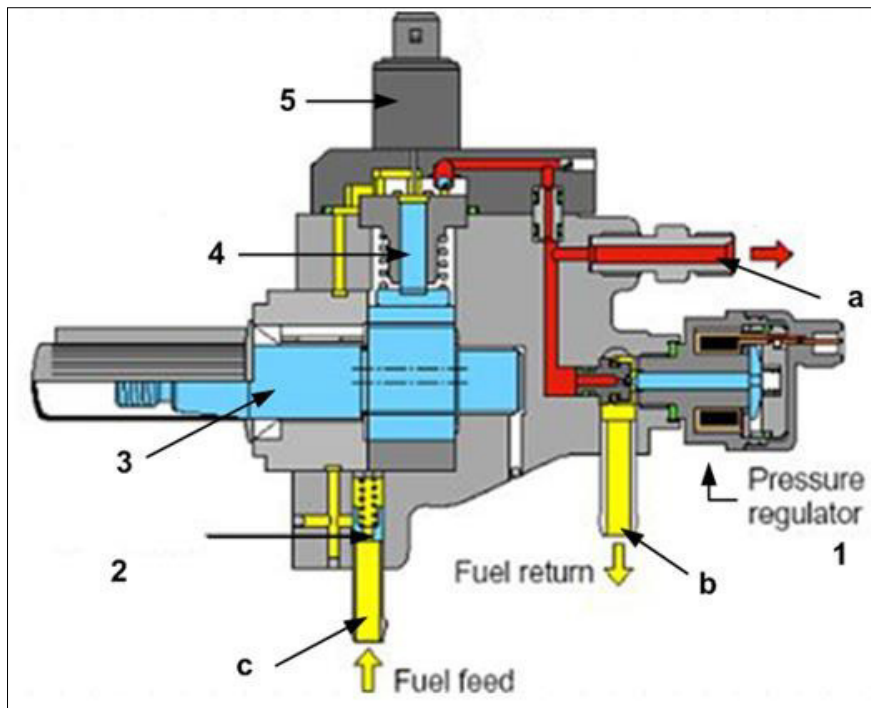


Figure 2.2 Coupe longitudinale de la pompe CP1

Les éléments rapportés sur la pompe haute pression: (figure 2.2)

- Régulateur de pression de carburant (1)

Le régulateur de pression carburant comprend deux circuits de contrôle de la pression :

- ✓ Le circuit électrique : le calculateur agit directement sur la haute pression commandant l'électroaimant de régulateur haute pression carburant.
- ✓ Le circuit mécanique : permet d'assurer une pression minimum et d'amortir les pulsations.

- Désactivateur du 3ème piston (5)

Le désactivateur du 3ème piston est constitué de :

- ✓ D'un électroaimant.
- ✓ D'une tige de poussée qui se déplace sous l'action de l'électroaimant.
- Clapet de lubrification de la pompe (2)

Le clapet de lubrification permet d'assurer le graissage de la pompe haute pression carburant dans le cas où la pression de gavage est trop faible.

Note : la pompe haute pression n'est pas une pompe distributive et ne nécessite pas de calage.

a - refoulement de la pompe HP

b - retour au réservoir

c - entrée carburant de la pompe de gavage

d - vers l'étage haute pression

2 - clapet de lubrification

6 - ressort de rappel

A - différence entre la pression de gavage et la pression du circuit de retour $< 0,8$ bar

B - différence entre la pression de gavage et la pression du circuit de retour $> 0,8$ bar. [12]

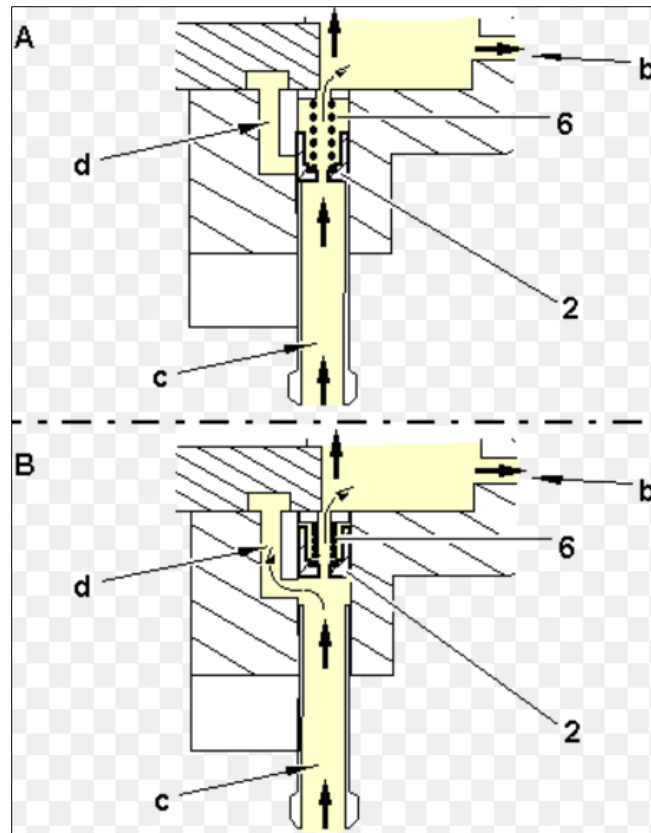


Figure 2.3 Clapet de lubrification de la pompe

II.3. Fonctionnement de la pompe haute pression

Au démarrage du moteur, la pression fournie par la pompe atteint 200 bars après 1,5 tour moteur. Le carburant entre dans la pompe par l'entrée (c) et traverse le clapet de lubrification (2).

Si la différence entre la pression de gavage et la pression du circuit de retour $< 0,8$ bars (A):

- la pression de carburant est insuffisante pour repousser le clapet (2),
- le carburant traverse le clapet (percé d'un ajutage),
- le carburant permet la lubrification et le refroidissement de la pompe haute pression.

Si la différence entre la pression de gavage et la pression du circuit de retour $> 0,8$ bars (B)

- le carburant repousse le clapet (2),
- le carburant est distribué vers l'étage haute pression (d) de la pompe.

II.3.1. Création de la haute pression

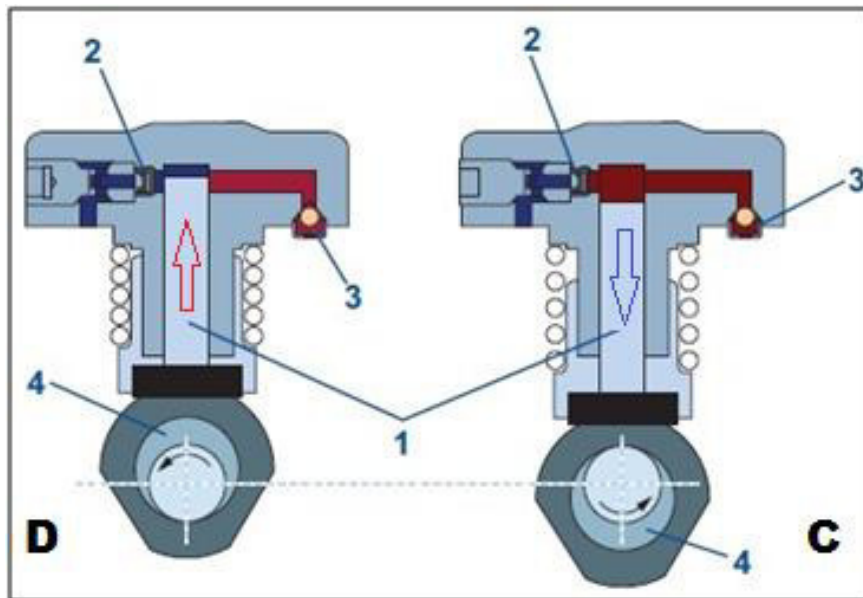


Figure 2.4 Les phases du piston lors du pompage

- 1 – Piston.
- 2 – Clapet d'admission.
- 3 – Clapet de refoulement.
- 4 – Arbre a came excentrique.

L'arbre excentrique de la pompe haute pression comporte une came d'entraînement. Les pistons d'injection sont alimentés en carburant par le circuit basse pression interne de la pompe. Le carburant est aspiré par le piston durant la phase d'admission.

Phase aspiration (C):

- la pompe de gavage débite le carburant au travers du clapet d'admission (2).
- Le ressort de rappel repousse le piston sur la came.
- Le piston crée une dépression dans la chemise.

Phase refoulement (D):

- point mort bas dépassé par la came.
- l'augmentation de la pression de carburant provoque la fermeture du clapet d'aspiration (environ 1 bar).
- le carburant est bloqué dans la chambre.
- la came de la pompe haute pression pousse le piston,
- la pression de carburant augmente.
- le clapet de refoulement (3) s'ouvre.

Après le point mort haut, le clapet de refoulement se ferme suite à la baisse de pression. [12]

II.4. Etude de la pompe haute pression

II.4.1. Etude de circuit d'alimentation basse pression de la pompe

Le circuit basse pression comprend

1. Un pré-filtre à carburant

Les pertes de charge en termes de pression, par le pré-filtre sont de 0,3 bar.

2. Une pompe hydraulique de pré-alimentation, entraînée par un moteur électrique :

- a. Puissance électrique : $P_{\text{élect}} = 32 \text{ W}$
- b. Rendement mécanique $\eta_m = 0,8$
- c. Rendement volumétrique $\eta_v = 0,6$
- d. Débit volumique : $q_v = 150 \text{ l/h}$

3. Un filtre à carburant avec séparateur d'eau. Les pertes de charge en termes de pression par le filtre sont de 0,8 bar.

4. Un régulateur basse pression.

Données

Masse volumique du gazole.

$$\rho_g = 840 \text{ kg/m}^3 \text{ à } 20^\circ \text{ (circuit basse pression)}$$

$$\rho_g = 825 \text{ kg/m}^3 \text{ à } 60^\circ \text{ (circuit haute pression)}$$

Viscosité dynamique du gazole

$$\mu_1 = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ Pa.s à } 20^\circ \text{ (circuit basse pression)}$$

$$\mu_2 = 8,2 \cdot 10^{-3} \text{ Pa.s à } 60^\circ \text{ (circuit haute pression)}$$

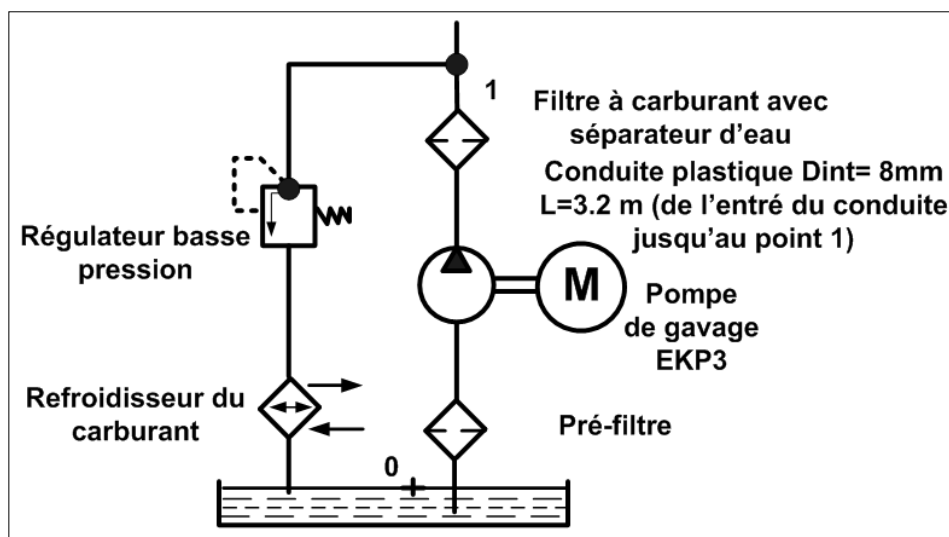


Figure 2.5 schéma d'alimentation de la pompe en gazole

II.4.1.1. Travail massique fourni par la pompe de gavage

Le travail massique fourni par la pompe de gavage, se détermine à partir de la puissance du moteur électrique et du débit volumique de la pompe de gavage. [21]

$$w_{m0 \rightarrow 1} = \frac{p_u}{q_m} = \frac{p_e \cdot \eta_g}{\rho_g \cdot q_v} \quad 2.1$$

$$w_{0 \rightarrow 1} = \frac{p_{\text{élect}} \cdot \eta_v \cdot \eta_m}{\rho_g \cdot q_v} \quad 2.1$$

$$w_{0 \rightarrow 1} = \frac{32 \cdot 0,8 \cdot 0,6 \cdot 3600}{(150 \cdot 10^{-3} \cdot 840)} = 439 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad 2.3$$

II.4.1.2. Vitesse de l'écoulement du gazole et sa nature

Détermination de la vitesse de l'écoulement à travers la conduite

$$q_v = S \cdot V \Rightarrow V = \frac{q_v}{S} = 150 \cdot 10^{-3} \cdot 4 / (3600 \cdot \pi 8^2 \cdot 10^{-6}) \quad 2.4$$

$$V = 0,83 \text{ ms}^{-1} \quad 2.5$$

Détermination de la nature d'écoulement de carburant dans la conduite

Calcul du nombre de Reynolds

$$R = \frac{V \cdot D_{int}}{\vartheta} \quad 2.6$$

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho_g} \quad 2.7$$

$$R = \frac{\rho_g \cdot V \cdot D_{int}}{\mu} \quad 2.8$$

$$R = \frac{840 \cdot 0,83 \cdot 8 \cdot 10^{-3}}{7,5 \cdot 10^{-3}} = 743,68 \quad 2.9$$

$R \approx 744 < 2300$, donc l'écoulement est laminaire.

II.4.1.3. Les pertes de charge

Calcul des pertes de charge

Pertes de charge linéaires dans la conduite

$$J_{l,0 \rightarrow 1} = \lambda \frac{V^2 \cdot L}{2 \cdot D_{int}} \quad 2.10$$

Ici $R=744 < 2300$ donc

$$\lambda = \frac{64}{R} \quad 2.11$$

Et

$$J_{l.0 \rightarrow 1} = \frac{64.V^2.L}{R.2.D_{int}} = \frac{64.0,83^2.3,2}{744.2.8.10^{-3}} = 11,89 \frac{J}{kg} \quad 2.12$$

Soit

$$J_{l.0 \rightarrow 1} = 12 J/kg \quad 2.13$$

Les pertes de charge linéaires et singulières

$$J_{0 \rightarrow 1} = J_{l.0 \rightarrow 1} + J_{s.0 \rightarrow 1} \quad 2.14$$

$$J_{s.0 \rightarrow 1} = \frac{30000 + 80000}{840} = 131 \frac{J}{kg} \quad 2.15$$

Et

$$J_{0 \rightarrow 1} = 12 + 131 = 143 J/kg \quad 2.16$$

II.4.1.4. La pression fournie par la pompe de gavage

Afin de calculer ($p_1 - p_0$), on applique l'équation de Bernoulli entre les points 0 et 1 de l'écoulement

$$\frac{p_1 - p_0}{\rho_g} + \frac{V_1^2 - V_0^2}{2} + g.(z_1 - z_0) + J_{0 \rightarrow 1} = w_{0 \rightarrow 1} \quad 2.17$$

Ici $V_0 = 0$ et $(z_1 - z_0)$ est négligé donc

$$\frac{p_1 - p_0}{\rho_g} + \frac{V_1^2}{2} + J_{0 \rightarrow 1} = w_{0 \rightarrow 1} \Rightarrow p_1 - p_0 = \rho_g \left[w_{0 \rightarrow 1} - \frac{V_1^2}{2} - J_{0 \rightarrow 1} \right] \quad 2.18$$

$$= 840. \left[439 - \frac{0,83^2}{2} - 143 \right] = 249190 \text{ pa} = 2,5 \text{ bars} \quad 2.19$$

La valeur de la pression de gavage est de 2.5 bars. [21]

II.4.2. Etude statique de la pompe haute pression

Cette étude se propose d'étudier l'équilibre du système de la pompe et de valider son comportement en termes de débit instantané et de puissance absorbée.

Le dessin de la pompe haute pression est dans la page ci-contre.

Repère	Désignation
1	Arbre excentrique
2	Joint à lèvres
3	Flasque
4	Corps de pompe
5	Culasse
6	Désactivateur du 3ème piston
7	Clapet anti-retour
8	Pièce de liaison
9	Coussinet
10	Cales
11	Patin
12	Piston
13	Cylindre
14	Bague à méplats

Tableau 2.1 Nomenclature ‘‘ dessin de la pompe’’

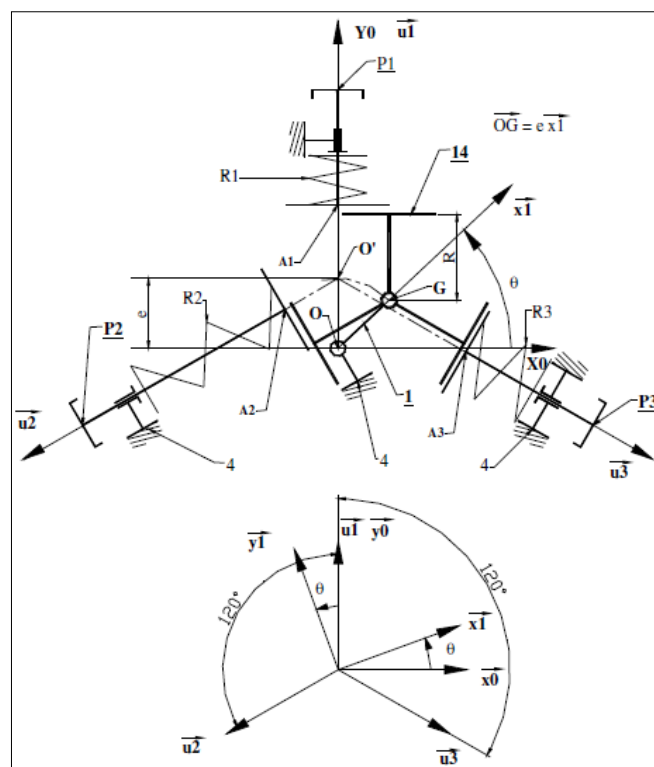


Figure 2.6 Modélisation et paramétrage de la pompe

II.4.2.1. schéma statique est mécanisme de la pompe

La figure ci-dessous (figure 2.8) représente le mécanisme de la pompe haute pression pour l'angle $\theta = \pi/2$.

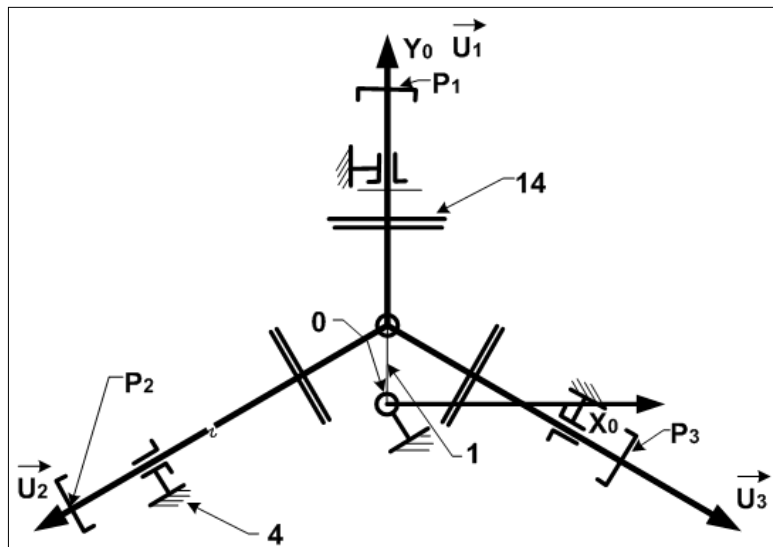


Figure 2.7 Mécanisme de la pompe, $\theta = \pi/2$

Le mécanisme pour l'angle $\theta = 0$, et la situation de chaque piston (figure. 2.10)

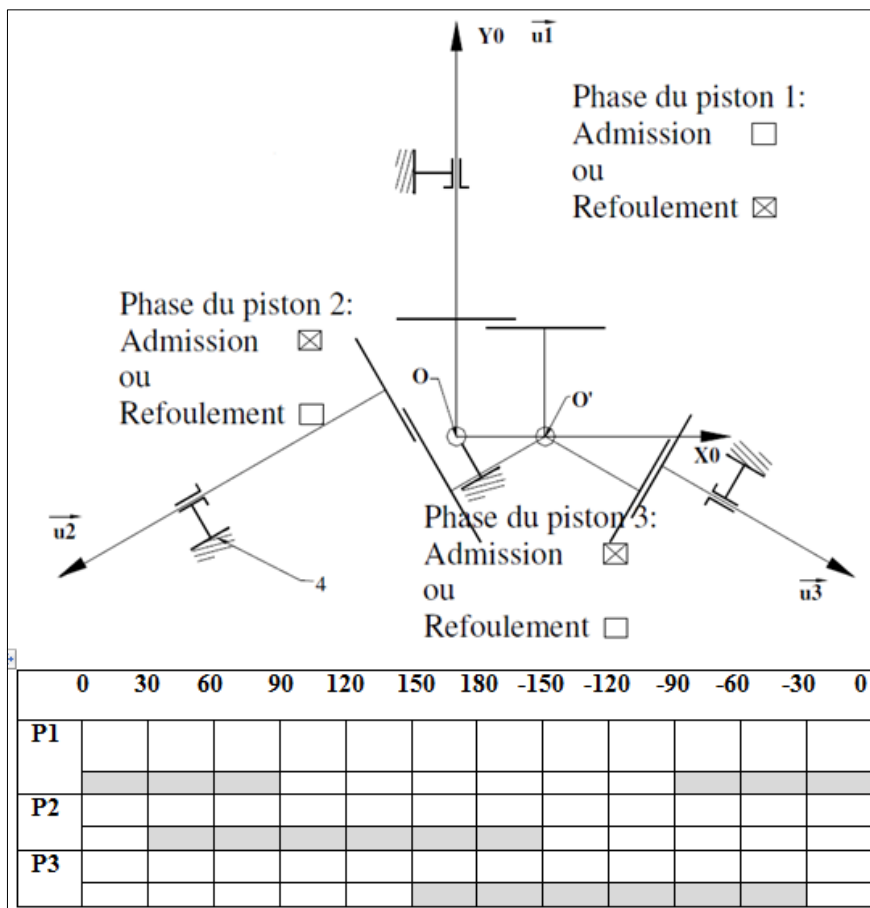


Figure 2.8 Les phases des 3 pistons, $\theta = 0$

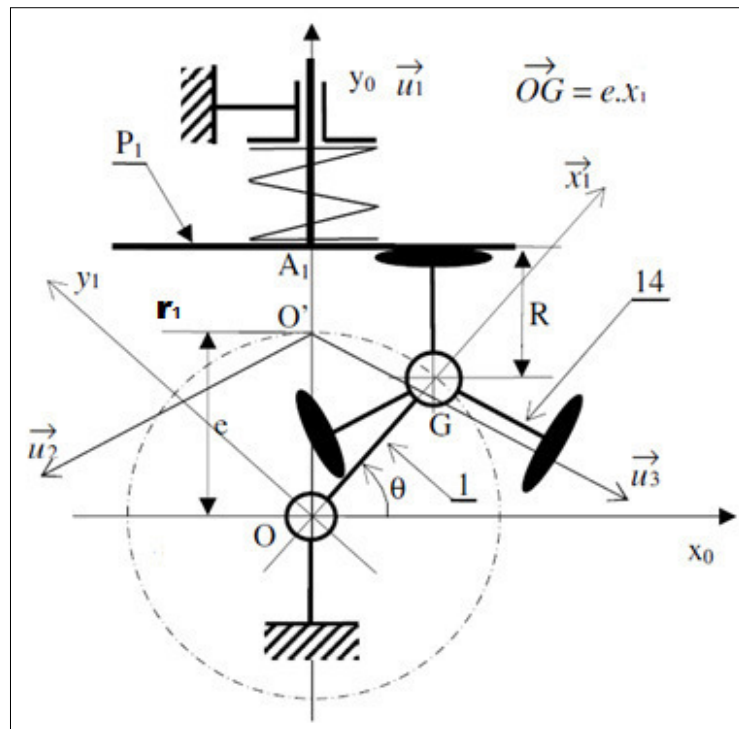


Figure 2.9 Schéma statique avec un seul piston

Hypothèses d'étude

Dans tout le problème, les chargements et les symétries géométriques du mécanisme permettent de se ramener à une étude plane.

Le corps de la pompe (4)

Le corps de la pompe (4), est considéré comme fixe et le repère R_0 qui lui est associé est galiléen

L'arbre excentrique (1)

L'arbre excentrique est en liaison pivot d'axe (O, z_0) avec le corps (4)

Le vecteur de rotation de l'arbre excentrique (1) par rapport au corps (4) est

$$\vec{\Omega}_{1/4} = \dot{\theta} \vec{k} \quad 2.20$$

\vec{k} est le vecteur unitaire de l'axe (O, z_0) perpendiculaire au plan de rotation

Le taux de rotation de l'arbre excentrique (1) dans le corps (4) est constant

$$\omega_{1/4} = cst \quad 2.21$$

La bague à méplats (14)

Le centre d'inertie G, de la bague est aussi le centre de la liaison pivot de 14 avec 1.

La bague possède trois méplats où les pistons P1, P2 et P3 sont en contact plan sur plan.

La bague est animée d'un mouvement de translation circulaire par rapport au corps 4.

Donc

$$\vec{\Omega}_{14/4} = \vec{\Omega}_{1/4} = \vec{0}, \text{ car } \omega_{1/4} = \text{cst} \quad 2.22$$

Les pistons Pi (P1, P2, P3)

La position d'un piston Pi est repérée par $r_i = O'A_i$. La section droite d'un piston en contact avec le gazole est notée S, sa masse m_p . Un piston Pi est en contact plan sur plan sans frottement avec la bague à méplats 14.

Le poids des pièces est négligé devant les efforts mis en jeu.

Les liaisons mécaniques sont parfaites

Les trois ressorts Ri

Les trois ressorts Ri sont identiques, leur précharge est notée F_0 , leur raideur k. [21]

II.4.2.2. Expression de la position du piston

Soit la figure (2.10), qui représente un schéma statique de la pompe avec un seul piston dont le paramétrage géométrique est

$$\vec{O'A_1} = r_1 \cdot \vec{u}_1 \quad \vec{OO'} = e \cdot \vec{y}_0$$

$$\vec{GA_1} = R \cdot \vec{u}_1 \quad \vec{OG} = e \cdot \vec{x}_1$$

$$\vec{y}_0 = \vec{u}_1$$

r_1 : représente la position du piston 1

Recherche de la position r_1 du piston p1

$$\vec{O'A_1} = \vec{O'O} + \vec{OG} + \vec{GA_1} \quad 2.23$$

$$= -e \cdot \vec{y}_0 + e \cdot \vec{x}_1 + R \vec{u}_1 \quad 2.24$$

$$= -e \cdot \vec{u}_1 + e \cdot \cos\theta \cdot \vec{x}_0 + e \cdot \sin\theta \cdot \vec{u}_1 + R\vec{u}_1 - e \cdot \cos\theta \cdot \vec{x}_0 \quad 2.25$$

$$\vec{O'A_1} = -e \cdot \vec{u}_1 + e \cdot \sin\theta \cdot \vec{u}_1 + R\vec{u}_1 \quad 2.26$$

$$= [e \cdot (\sin\theta - 1) + R] \cdot \vec{u}_1 = r_1 \cdot \vec{u}_1 \quad 2.27$$

$$\Rightarrow r_1 = e \cdot (\sin\theta - 1) + R \quad 2.28$$

II.4.2.3. La vitesse du piston

De l'équation 2.28 on a

$$r_1 = e \cdot (\sin\theta - 1) + R$$

$$V_1 = r'_1 = \frac{dr_1}{dt} = e \cdot \theta' \cdot \cos\theta \quad 2.29$$

II.4.2.4. Détermination de l'allure de la courbe du débit instantané de la pompe en fonction de l'angle de rotation

Débit volumique instantané q_{v1} du piston p1

$$q_{v1} = S \cdot V_1 \tag{2.30}$$

$$q_{v1} = S \cdot r'_1 = S \cdot e \cdot \theta' \cdot \cos\theta \tag{2.31}$$

On met

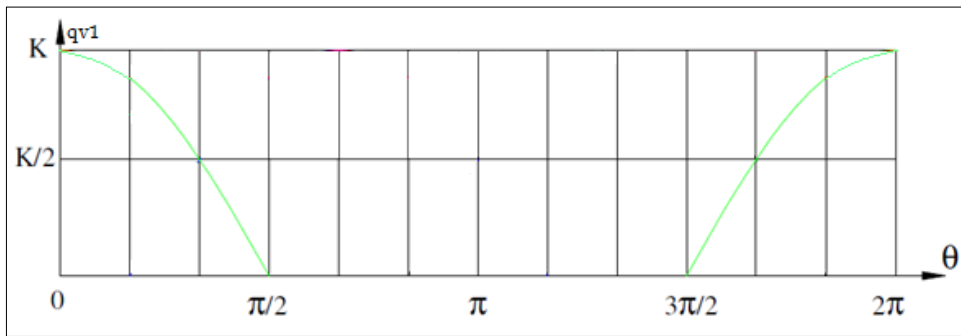
$$K = S \cdot e \cdot \omega \text{ et } \theta' = \omega \tag{2.32}$$

Donc

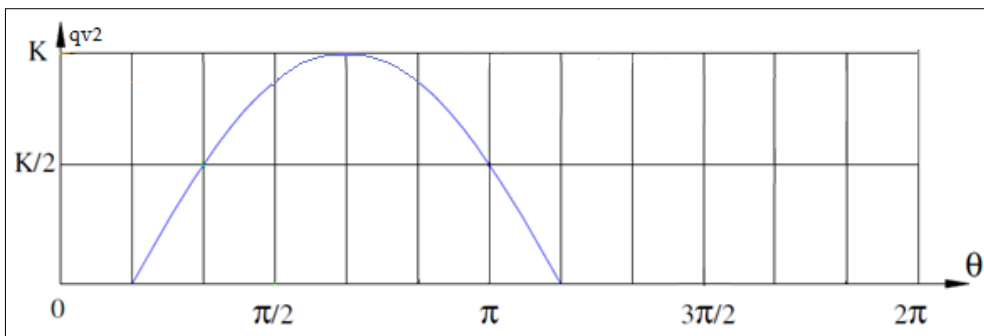
$$q_{v1} = K \cdot \cos\theta \tag{2.33}$$

La représentation des débits : (graphes. ci-dessous)

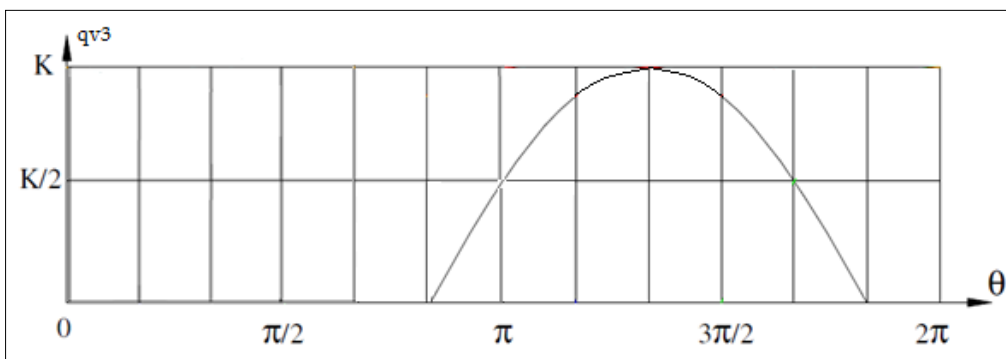
Pour $0 \leq \theta \leq 2\pi$



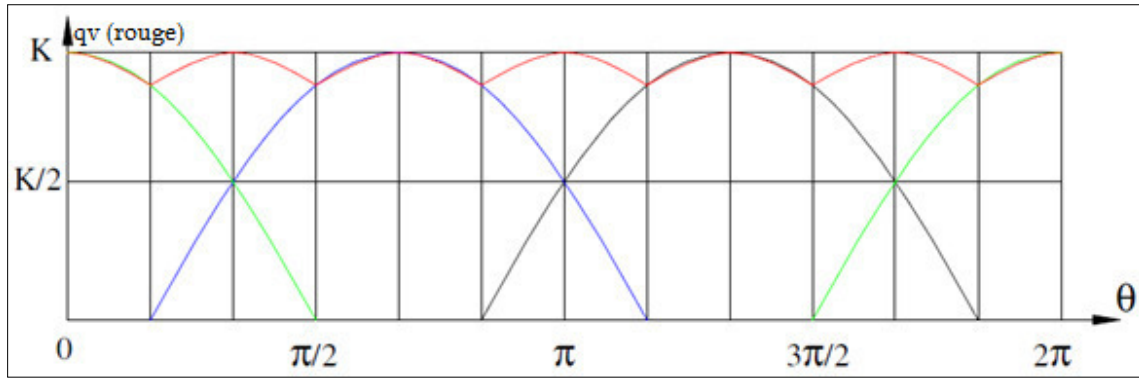
Graph 2.1 Courbe de débit volumique instantané q_{v1} du piston $p1$



Graph 2.2 Courbe de débit volumique instantané q_{v2} du piston $p2$



Graph 2.3 Courbe de débit volumique instantané q_{v3} du piston $p3$



Graph 2.4 Courbe de débit volumique instantané q_v de la pompe [21]

Donc l’allure de la courbe du débit volumique instantané de la pompe est la somme des trois courbes du débit volumique instantané de chaque piston, elle est exprimé en rouge (graphe 2.4)

II.4.2.5. Les actions mécaniques des éléments de la pompe

Le torseur des actions mécaniques de l’arbre excentrique 1 sur la bague 14

$$\mathcal{T}_{1/14} = \left\{ \begin{matrix} X_G \overline{x_0} + Y_G \overline{y_0} \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_G \tag{2.34}$$

Le torseur des actions mécaniques de la bague à méplats 14 sur les pistons Pi

$$\mathcal{T}_{14/pi} = \left\{ \begin{matrix} F_{14} = \sum F_i \overline{u_i} \\ M_{/A_i} \end{matrix} \right\}_{A_i} \tag{2.35}$$

Les torseurs des actions mécaniques des pistons sur la bague (14)

$$\mathcal{T}_{p1/14} = \left\{ \begin{matrix} -F_1 \overline{u_1} \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_G; \quad \mathcal{T}_{p2/14} = \left\{ \begin{matrix} -F_2 \overline{u_2} \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_G; \quad \mathcal{T}_{p3/14} = \left\{ \begin{matrix} -F_3 \overline{u_3} \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_G \tag{2.36}$$

II.4.3. Etude dynamique de la pompe haute pression

II.4.3.1. Torseur dynamique de la bague à méplats

La vitesse et l’accélération du point G dans le mouvement de 14 par rapport à R_0

$$V_{G,14/R_0} = e \cdot \theta' \overline{y_1} = e \cdot \omega \overline{y_1} \tag{2.37}$$

$$a_{G,14/R_0} = e \cdot \omega' \overline{y_1} - e \cdot \omega^2 \overline{x_1} \tag{2.38}$$

$$\text{Ici } \omega' = 0 \text{ donc } a_{G,14/R_0} = -e \cdot \omega^2 \overline{x_1} \tag{2.39}$$

Torseur dynamique de la bague à méplat dans son mouvement par rapport à R_0

$$\mathcal{T}_{14/R_0} = \left\{ \begin{matrix} m_{14} \cdot a_{G,14/R_0} \\ M_{G,14/R_0} \end{matrix} \right\}_G \tag{2.40}$$

$$M_{G,14/R_0} = \vec{0} \text{ Car le vecteur de rotation } \vec{\Omega}_{14/4} \text{ est nul (éq 2.22)}$$

$$\mathcal{T}_{14/R_0} = \left\{ \begin{array}{c} -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \overline{x_1} \\ \vec{0} \end{array} \right\} G \quad 2.41$$

L'axe central, des actions mécaniques du piston Pi (Pi au refoulement) sur la bague à méplats 14, passe par G. et on a $\overline{u_1} = \overline{y_0}$

$\overline{u_2}$ est décalé de 120° de $\overline{u_1}$. Ca veut dire qu'il est décalé de -30° de l'horizon

$$\overline{u_2} = -\cos 30 \overline{x_0} - \sin 30 \overline{y_0} = -\frac{\sqrt{3}}{2} \overline{x_0} - \frac{1}{2} \overline{y_0} \quad 2.42$$

$$\overline{u_3} = \cos 30 \overline{x_0} - \sin 30 \overline{y_0} = \frac{\sqrt{3}}{2} \overline{x_0} - \frac{1}{2} \overline{y_0} \quad 2.43$$

$$\overline{x_1} = \cos \theta \overline{x_0} + \sin \theta \overline{y_0} \quad 2.44$$

Appliquons le principe fondamental de la dynamique en projection sur Ro

$$\mathcal{T}_{14/R_0} = \left\{ \begin{array}{c} \sum F = m_{14} \alpha \\ \vec{0} \end{array} \right\} G \quad 2.45$$

De l'équation (2.35, 2.42, 2.43 et 2.44) et, Il vient alors

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(X_G + \frac{\sqrt{3}}{2} F_2 - \frac{\sqrt{3}}{2} F_3 \right) \overline{x_0} = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta \\ \left(Y_G + \frac{F_2}{2} + \frac{F_3}{2} - F_1 \right) \overline{y_0} = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin \theta \end{array} \right. \quad 2.46$$

II.4.3.2. Les efforts exercés par l'arbre excentrique

$$\left\{ \begin{array}{l} X_G = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta + \frac{\sqrt{3}}{2} (F_3 - F_2) \\ Y_G = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin \theta + F_1 - \frac{(F_3 + F_2)}{2} \end{array} \right. \quad 2.47$$

II.4.3.3. L'influence des effets dynamiques sur les efforts de l'arbre excentrique

Elles appartiennent dynamiquement sur la partie corrélée à la masse, avec l'influence de l'action de ressort

$$\left\{ \begin{array}{l} X_G = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta \\ Y_G = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin \theta \end{array} \right. \quad 2.48$$

On se place dans le cas le plus défavorable, soit $\cos \theta = \pm 1$; $\sin \theta = \pm 1$

$$I_{nf} = m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \quad 2.49$$

m_{14} la masse de la bague à méplats, $m_{14} = 33g$

e excentration de l'arbre excentrique $e = 3 \text{ mm}$

Pour un régime moteur de 4000 tr/min, L'influence des effets dynamiques I_{nf} sur les efforts de l'arbre excentrique est

$$I_{nf} = m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 = 33 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{\pi 2000}{30} \right)^2 = 4.3N \quad 2.50$$

m_p La masse du piston Pi $m_p = 8 \text{ g}$

k raideur du ressort de rappel du piston $k = 0,4 \text{ N/mm}$

F_0 Précharge du ressort $F_0 = 2 \text{ N}$.

Diamètre piston $\varnothing = 6.78 \text{ mm}$

L'action du ressort R_i , En effet F_{R_i/P_i} maximale est égale à

$$F_{R_i/P_{i\text{maxi}}} = F_0 + k(2e) = 2 + 0.4(6) = 4.4\text{N} \quad 2.51$$

On remarque que les valeurs de l'influence sont équivalentes et négligeables par rapport à l'action du gazole sur un piston

$$P.S = 1350.10^5 \cdot \frac{\pi(6.78 \cdot 10^{-3})^2}{4} = 4871 \text{ N} \quad 2.52$$

II.4.3.4. la dynamique du piston

II.4.3.4.1 Effort exercé par le gazole

La force de pression due au gazole sur un piston P_i est soit faible, considérée comme nulle en phase d'admission, soit constante en phase de refoulement. Afin d'établir une relation générale, on considère que le gazole exerce toujours sur un piston P_i une action mécanique notée

$$F_{\text{gazole}/P_i} = \alpha_i \cdot p \cdot S \quad 2.53$$

Avec α_i , coefficient relatif au piston P_i , ne pouvant prendre que deux valeurs : 0 ou 1.

$\alpha_i = 0 \rightarrow F_{\text{gazole}/P_i} = 0$: Le piston est en phase d'admission.

$\alpha_i = 1 \rightarrow F_{\text{gazole}/P_i} = p \cdot S$: Le piston refoule le gazole à la pression p

II.4.3.4.2. Expression de l'accélération du piston 1

De la figure (2.10), on a

$$\overrightarrow{OG} = e \cdot \overrightarrow{x_1},$$

$$\overrightarrow{GA_1} = R \cdot \overrightarrow{u_1}$$

L'accélération du point A_1 dans le mouvement du piston $P1$ par rapport au repère galiléen R_0 en fonction de e , θ et ω

$$\overrightarrow{O'A_1} = r_1 \cdot \overrightarrow{u_1} = [e \cdot (\sin\theta - 1) + R] \overrightarrow{u_1} \quad 2.54$$

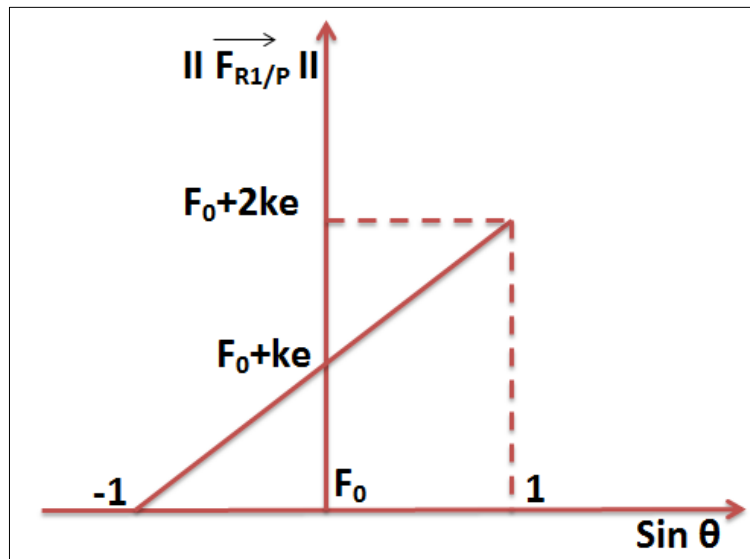
$$a_{A_1, P1/R_0} = \frac{d\overrightarrow{O'A_1}}{dt^2} = (e \cdot \theta'' \cdot \cos\theta - e \cdot \theta'^2 \cdot \sin\theta) \overrightarrow{u_1} \quad 2.55$$

Ici $\theta'' = 0$ puisque $\theta' = \omega = \text{constante}$

$$a_{A_1, P1/R_0} = (-e \cdot \theta'^2 \cdot \sin\theta) \overrightarrow{u_1} = (-e \cdot \omega^2 \cdot \sin\theta) \overrightarrow{u_1} \quad 2.56$$

II.4.3.4.3. L'action du ressort sur le piston1

La norme de l'action mécanique qu'exerce le ressort R1 sur le piston P1 est représenté par le graphe ci-dessous



Graphe 2.5 Variation de l'effort d'un ressort sur un piston [21,mdf]

Cette action est

$$\|\overrightarrow{F_{R1/P1}}\| = F_0 + k. \Delta y_{A1} = F_0 + k. (e. \sin\theta + e) = F_0 + k. e(\sin\theta + 1) \tag{2.57}$$

II.4.3.4.4 L'expression de la force de la bague agissante sur le piston1

Recherche de F_1 expression de l'action de la bague à méplats 14 sur le piston P1.

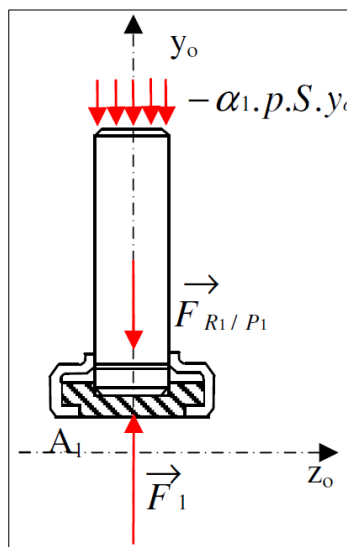


Figure 2.10 Les actions mécaniques sur le piston

Piston (isolé), Bilan des actions mécaniques

Torseur de l'action du gazole sous pression p

$$\mathcal{J}_{g/P1} = \left\{ \begin{matrix} -\alpha_1 \cdot p \cdot S \cdot \overline{y_0} \\ \vec{0} \end{matrix} \right\}_{A_1} \tag{2.58}$$

Torseur de l'action du ressort R1

$$\mathcal{J}_{R1/P1} = \left\{ \begin{array}{c} -[F_0 + k \cdot e(\sin\theta + 1)] \cdot \vec{y}_0 \\ \vec{0} \end{array} \right\}_{A_1} \quad 2.59$$

Torseur de l'action de la bague 14

$$\mathcal{J}_{14/P1} = \left\{ \begin{array}{c} F_1 \cdot \vec{y}_0 \\ M_{A_1} \cdot \vec{z}_0 \end{array} \right\}_{A_1} \quad 2.60$$

Torseur de l'action du cylindre

$$\left\{ \begin{array}{c} X \cdot \vec{x}_0 + Z \cdot \vec{z}_0 \\ L \cdot \vec{x}_0 + N \cdot \vec{z}_0 \end{array} \right\}_{A_1} \quad 2.61$$

Le mouvement de P1 par rapport à R_O est un mouvement de translation rectiligne donc

$$\vec{a}_{G_1, P1/R_0} = \vec{a}_{A_1, P1/R_0} \quad 2.62$$

Comme

$$\vec{u}_1 = \vec{y}_0$$

Nous avons

$$\vec{a}_{G_1, P1/R_0} = -e \cdot \omega^2 \cdot \sin\theta \cdot \vec{y}_0 \quad 2.63$$

On applique le théorème de la résultante dynamique en projection sur OY₀.

$$\sum F = m_p \cdot \alpha_i \quad 2.64$$

$$\sum F = -\alpha_1 \cdot p \cdot S + F_1 - (F_0 + k \cdot e(\sin\theta + 1)) = -m_p \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin\theta \quad 2.65$$

$$F_1 = -m_p \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin\theta + \alpha_1 \cdot p \cdot S + F_0 + k \cdot e(\sin\theta + 1) \quad 2.66$$

$$= -m_p \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin\theta + \alpha_1 \cdot p \cdot S + F_0 + k \cdot e \cdot \sin\theta + k \cdot e \quad 2.67$$

$$= \alpha_1 \cdot p \cdot S + F_0 + k \cdot e + e \cdot \sin\theta(k - m_p \cdot \omega^2) \quad 2.68$$

II.4.3.4.5 L'influence des effets dynamiques sur la force de la bague

Influence des effets dynamique I_{nf.2} sur F₁ est remarquable dans la partie corrélée à la masse

I_{nf.2} = -m_p · e · ω² · sinθ, Dans le cas le plus défavorable sinθ = ±1

$$I_{nf.2} = 8 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 2000}{30}\right)^2 = 1.051 \text{ N.} \quad 2.69$$

On remarque que c'est une valeur négligeable par rapport à l'action du gazole (4871N)

II.4.3.4.6 L'expression de la force de la bague agissante sur les pistons 2, et 3

De l'expression de F₁, on déduit les expressions de F₂ et F₃ par rotation respectives de

-2π/3 et de 2π/3.

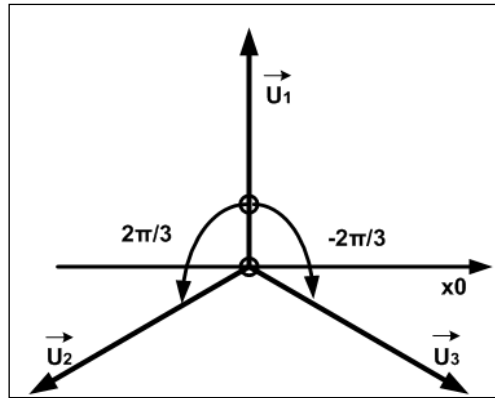


Figure 2.11 Les axes d'orientation des 3 pistons

Si on ne néglige pas les effets dynamiques et les actions des ressorts de rappel

$$F_2 = \alpha_2 \cdot p \cdot S + F_0 + k \cdot e + e \cdot \sin\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right) \cdot (k - m_p \cdot \omega^2) \quad 2.70$$

$$F_3 = \alpha_3 \cdot p \cdot S + F_0 + k \cdot e + e \cdot \sin\left(\theta + \frac{2\pi}{3}\right) \cdot (k - m_p \cdot \omega^2) \quad 2.71$$

Par contre si on les néglige

$$F_2 = \alpha_2 \cdot p \cdot S \quad 2.72$$

$$F_3 = \alpha_3 \cdot p \cdot S \quad 2.73$$

II.4.3.5. L'actions mécaniques appliquées par l'arbre excentrique

On a déterminé précédemment les expressions de X_G et Y_G

Expression de X_G

On a

$$X_G = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} (F_3 - F_2) \quad 2.74$$

Donc

$$X_G = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} [p \cdot S(\alpha_3 - \alpha_2) + e \cdot (k - m_p \cdot \omega^2) \cdot (\sin\left(\theta + \frac{2\pi}{3}\right) - \sin\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right))] \quad 2.75$$

Trigonométrie

$$\sin(\alpha \pm \beta) = \sin(\alpha) \cdot \cos(\beta) \pm \cos(\alpha) \cdot \sin(\beta) \quad 2.76$$

Donc

$$\left(\sin\left(\theta + \frac{2\pi}{3}\right) - \sin\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right)\right) = \sqrt{3} \cos\theta \quad 2.77$$

$$X_G = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta + \frac{\sqrt{3}}{2} [p \cdot S(\alpha_3 - \alpha_2) + e \cdot (k - m_p \cdot \omega^2) \cdot \sqrt{3} \cos\theta] \quad 2.78$$

$$X_G = \cos\theta \left(\frac{3}{2} \cdot e \cdot (k - m_p \cdot \omega^2) - m_{14} \cdot e \cdot \omega^2\right) + \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot p \cdot S(\alpha_3 - \alpha_2) \quad 2.79$$

Si on néglige les effets dynamiques ainsi que les actions des ressorts alors

$$X_G = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot p \cdot S(\alpha_3 - \alpha_2) \quad 2.80$$

Expression de Y_G

On a

$$Y_G = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin\theta + F_1 - \frac{(F_3+F_2)}{2} \quad 2.81$$

Donc

$$Y_G = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin\theta + p \cdot S \cdot \left(\alpha_1 - \frac{\alpha_3 + \alpha_2}{2} \right) + e \cdot (k - m_p \cdot \omega^2) \cdot \left(\sin\theta - \frac{\sin\left(\theta + \frac{2\pi}{3}\right) + \sin\left(\theta - \frac{2\pi}{3}\right)}{2} \right) \quad 2.82$$

$$Y_G = -m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \sin\theta + p \cdot S \cdot \left(\alpha_1 - \frac{\alpha_3 + \alpha_2}{2} \right) + e \cdot (k - m_p \cdot \omega^2) \cdot \frac{\sin\theta}{2} \quad 2.83$$

$$Y_G = \sin\theta \left[\frac{e \cdot (k - m_p \cdot \omega^2)}{2} - m_{14} \cdot e \cdot \omega^2 \right] + p \cdot S \cdot \left(\alpha_1 - \frac{\alpha_3 + \alpha_2}{2} \right) \quad 2.84$$

Si on néglige les effets dynamiques ainsi que les actions des ressorts alors

$$Y_G = p \cdot S \cdot \left(\alpha_1 - \frac{\alpha_3 + \alpha_2}{2} \right) \quad 2.85$$

II.4.4. Puissance absorbé par la pompe haute pression

II.4.4.1. Puissance motrice due uniquement à l'action du piston P1

Hypothèse : dans cette étude les effets dynamiques sur les pistons Pi, sur la bague à méplats 14, sur l'arbre excentrique ainsi que l'action des ressorts seront négligés devant les actions mécaniques dues à la pression du gazole. [21]

II.4.4.1.1. Le couple moteur nécessaire au fonctionnement Cm_1

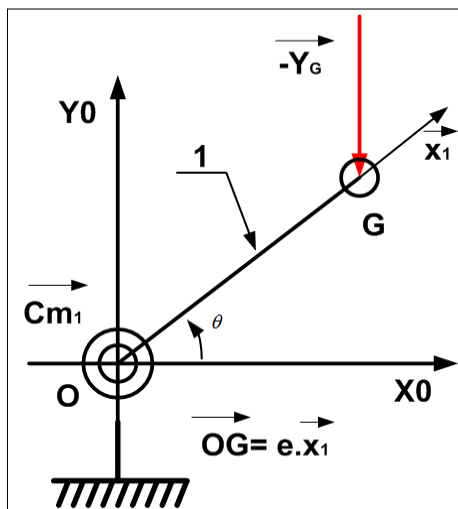


Figure 2.12 Influence verticale du piston

La vitesse de rotation ω de l'arbre excentrique par rapport à R_O est constante donc $\omega' = 0$
 donc :

$$C_{m1} = \alpha_1 \cdot p \cdot S \cdot e \cdot \cos\theta \quad 2.86$$

II.4.4.1.1 La puissance motrice correspondante P_{m1}

$$P_{m1} = C \cdot \omega = C_{m1} \cdot \omega \quad 2.88$$

$$P_{m1} = (\alpha_1 \cdot p \cdot S \cdot e \cdot \cos\theta) \cdot \omega \quad 2.89$$

On pose $K' = p \cdot S \cdot e \cdot \omega \quad 2.90$

Il vient alors

$$P_{m1} = \alpha_1 \cdot K' \cdot \cos\theta \quad 2.91$$

II.4.4.2. Puissances motrices due à l'action des pistons P2 et P3

II.4.4.2.1. Expressions des couples moteurs nécessaires au fonctionnement

C_{m2}, C_{m3}

$$C_{m2} = \alpha_2 \cdot p \cdot S \cdot e \cdot \cos(\theta - 2\pi/3) \quad 2.92$$

$$C_{m3} = \alpha_3 \cdot p \cdot S \cdot e \cdot \cos(\theta + 2\pi/3) \quad 2.93$$

II.4.4.2.2. Puissances motrices correspondantes P_{m2}, P_{m3}

$$P_{m2} = \alpha_2 \cdot K' \cdot \cos(\theta - 2\pi/3) \quad 2.94$$

$$P_{m3} = \alpha_3 \cdot K' \cdot \cos(\theta + 2\pi/3) \quad 2.95$$

II.4.4.3. L'allure de la courbe de la puissance nécessaire au fonctionnement

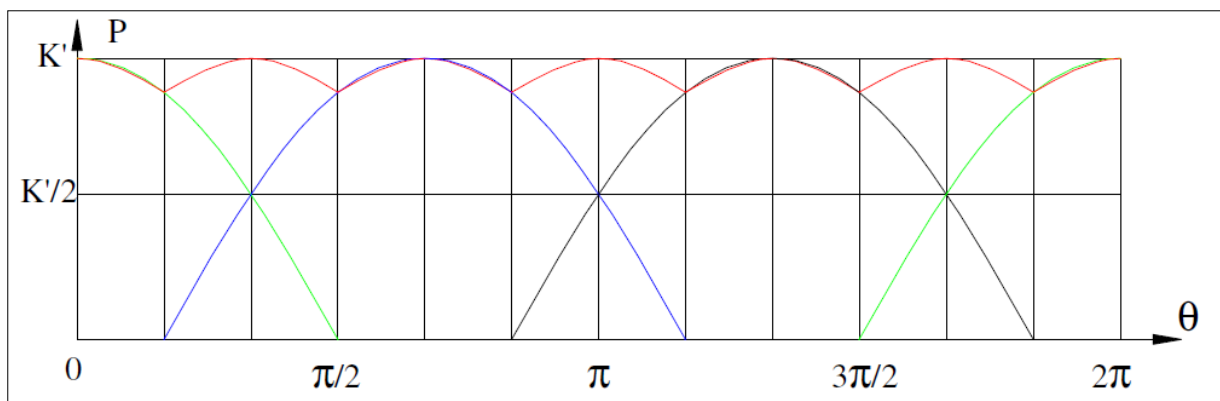
Représentation graphique

L'allure de P_{m1} est en vert

L'allure de P_{m2} est en bleu

L'allure de P_{m3} est en noir

L'allure de la puissance nécessaire au fonctionnement P en rouge



Graph 2.6 Courbe de la puissance nécessaire au fonctionnement (en rouge) [21]

AN

$$Cm_{\max} = 4871 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 14.613 \text{ N.m} \quad 2.96$$

$$Cm_{\min} = 4871/2 \cdot 3 \cdot 10^{-3} = 7.3065 \text{ N.m} \quad 2.97$$

II.4.4.4. calcul de la valeur de la puissance absorbé par la pompe

Pour un fonctionnement nominal permettant d'obtenir une pression $p = 1350$ bars, et un régime moteur de 4000 tr/min

$$1350 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi(6.78 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot 3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\pi \cdot 2000}{30} = 3059.3 \text{ w} \quad 2.98$$

soit 3.1 kw

La valeur maximale de la puissance pour ce type de fonctionnement est inférieure à 3.5kw.

II.4.5. Le rendement volumique de la pompe

La figure 2.13 représente une procédure faite pour calculer la valeur du débit refoulé par la pompe, on met la sortie de la pompe dans une éprouvette graduée, on tourne le moteur et on prend le chronomètre pendant 10s.



Figure 2.13 Mise en place de l'éprouvette

On lit sur l'éprouvette 55ml pendant 10 secondes, ça veut dire $330 \text{ cm}^3/\text{min}$. Donc le moteur exige un débit de gazole contrôlé de $330 \text{ cm}^3/\text{min}$ à un régime moyen de moteur.

Théoriquement le débit de refoulement à une vitesse de rotation de 4000 tr/min est

$$Q_r = \text{Cylindrée} \cdot N \quad \text{Avec Cylindrée} = (\pi \cdot \frac{\varnothing^2}{4}) \cdot c \cdot n \quad 2.99$$

Diamètre piston $\varnothing = 6.78 \text{ mm}$

La course $c = 2 \cdot e$ (e : excentration) ; $c = 2 \cdot (3) = 6 \text{ mm}$

Nombre cylindres $n = 3$

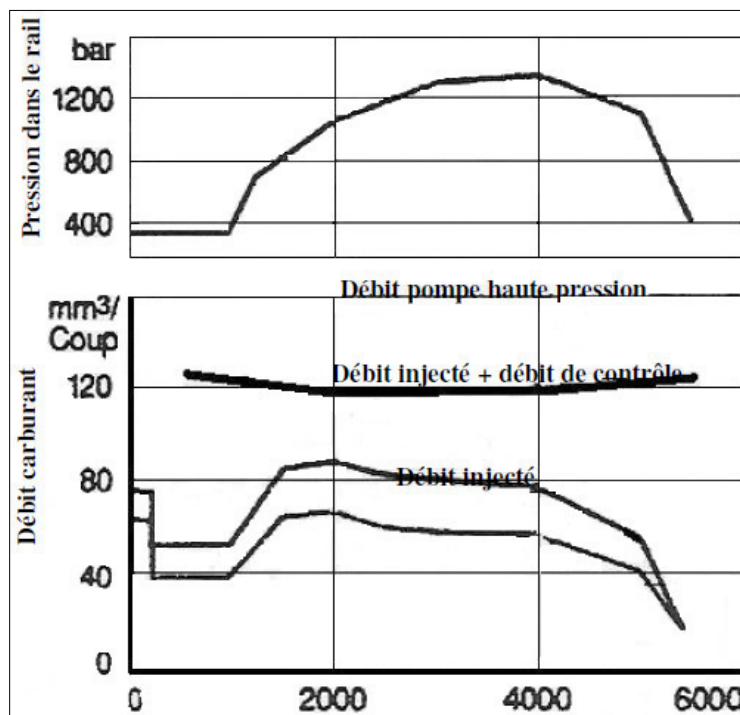
La vitesse de rotation de la pompe $N = 2000 \text{ tr/min}$

$$Q_{\text{moyen}} = \frac{3.14(6.78^2)}{4} \cdot 6.3 \cdot (N) = 649,533492 \cdot (2000) \quad 2.100$$

$= 1299066.984 \text{ mm}^3 = 1.3 \text{ l/min}$ Valeur supérieur à celle demandée 0.33 l/min .

II.4.5.1 Déduction

Nous déduisons que le rail joue le rôle d'accumulateur, un débit de la pompe supérieur à $330 \text{ cm}^3/\text{min}$ permettra de compenser les irrégularités de débit injecté.



Graph 2.7 Débit carburant et pression dans le rail [21]

On relève sur le graphe 2.7 un débit de pompe, pour une pression de 1350 bar et à un régime moteur de 4000 tr/min, de 120 mm^3 par coup.

La pompe a une cylindrée de 650 mm^3 , son régime est égal à la moitié de celui du moteur. Le moteur est à 4 temps et à 4 cylindres. Il y a donc une injection tous les demis tours moteur soit tous les quarts de tour de la pompe. Donc théoriquement le volume refoulé par la pompe par coup devrait être de : $650/4 = 162 \text{ mm}^3$.

Le rendement volumique de la pompe peut être

$$\eta = 120/162 = 0.75$$

II.4.5.2. Conclusion

La différence entre le volume mesuré et le volume calculé correspond aux pertes dues aux fuites internes. A ce niveau de pression l'étanchéité ne peut être que directe et les fuites internes sont nécessaires à la lubrification.

III.1. Généralités

L'injecteur permet la pulvérisation du carburant dans la chambre de combustion en dosant avec précision le débit et le point d'avance. [12]

L'injecteur est le composant du circuit qui transforme l'énergie potentielle de pression du fluide en énergie cinétique dans la chambre de combustion. C'est l'élément clef du système haute pression.

Le pilotage de l'aiguille est assuré indirectement par un circuit hydraulique. En effet, à la différence d'un injecteur basse pression (type injecteur essence), l'électrovanne n'est pas en mesure de générer la force nécessaire au mouvement de l'aiguille. [21]

III.2. Description des injecteurs Common rail

L'injecteur Common rail est composé de trois groupes fonctionnels :

- l'électrovanne.
- le système de commande hydraulique.
- la buse d'injection.

L'électrovanne est un dispositif à commande électrique qui permet la commande de l'aiguille, figure (3.1)

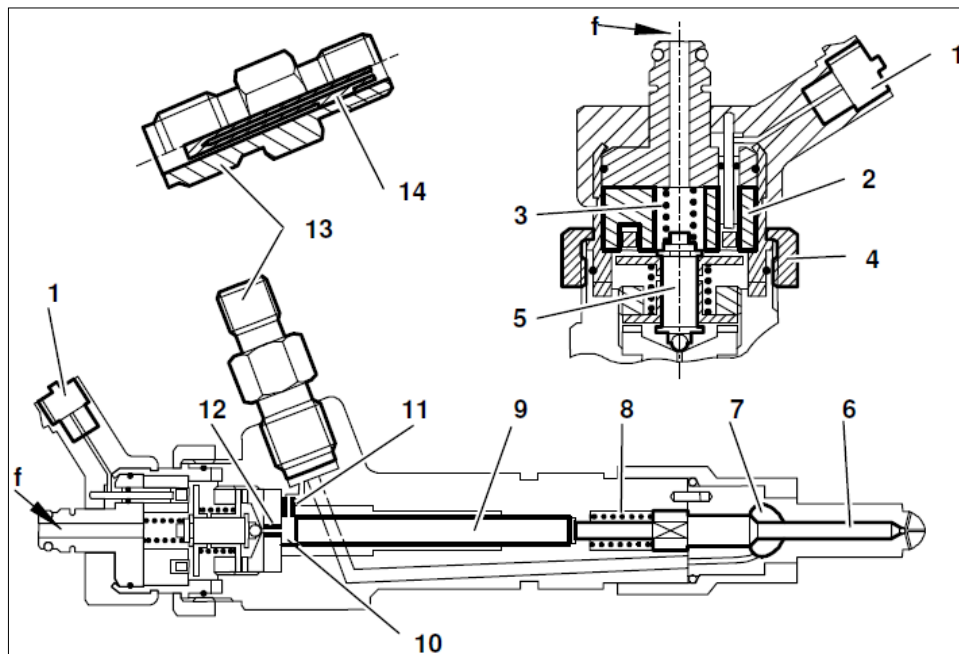


Figure 3.1 Injecteur Common-rail électromagnétique

- | | |
|--|---------------------------------|
| 1 Connecteur | 7 Chambre de pression |
| 2 Bobine d'électrovanne | 8 Ressort d'injecteur |
| 3 Ressort d'électrovanne | 9 Piston de commande |
| 4 Ecrou | 10 Chambre de commande |
| 5 Aiguille d'électrovanne
(Aiguille pilote) | 11 Gicleur d'alimentation |
| 6 Aiguille d'injecteur | 12 Gicleur de circuit de retour |
| | 13 Raccord d'entrée HP |
| | 14 Filtre laminaire |

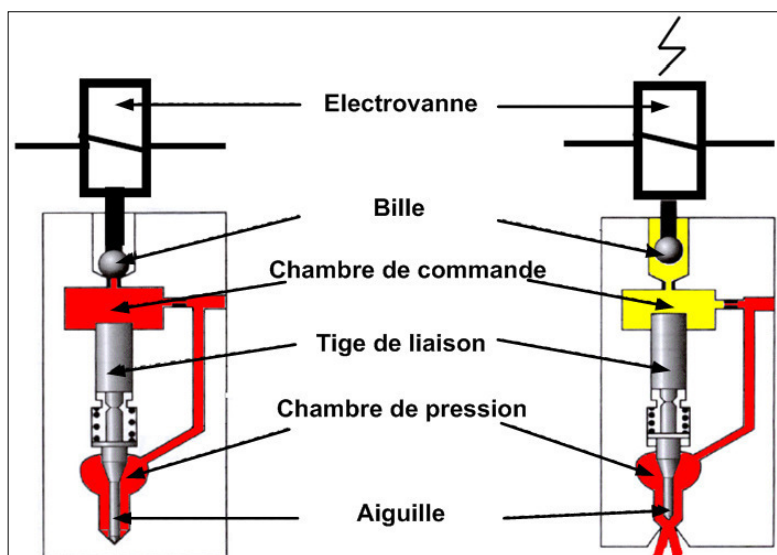


Figure 3.2 Fonctionnement de l'injecteur CR

III.3. Principe de fonctionnement de l'injecteur Common-rail

L'ouverture des injecteurs est obtenue par différence de pression entre la chambre de commande et la chambre de pression. Au repos, l'aiguille d'injecteur est plaquée sur son siège par un ressort et l'action du gazole sous pression.

La chambre de commande est en liaison avec le circuit haute pression carburant au travers d'un gicleur et du circuit de retour au réservoir carburant au travers d'un autre gicleur.

Le gicleur de circuit de retour est plus grand que le gicleur de circuit haute pression. Le carburant sous haute pression en provenance de la pompe est réparti de façon identique entre la chambre de pression et celle de commande. L'électrovanne de commande étant fermée, le carburant est confiné dans les deux chambres. La pression chute dans la chambre de commande lorsque l'aiguille de l'électrovanne de commande se lève. La différence de

pression entre la chambre de commande et la chambre de pression fait lever l'aiguille d'injecteur.

Lors d'une injection, la mise sous tension d'un injecteur permet la décharge du condensateur. Pendant un temps très court, l'injecteur est alimenté par un fort courant d'appel sous 80V. [21]

Le fonctionnement de l'injecteur peut être divisé en quatre étapes

III.3.1. L'injecteur fermé

L'électrovanne n'est pas activée et reste fermée. Le ressort plaque la bille solidaire de contre la portée conique du calibrage. La haute pression régnant dans le rail s'établit donc dans la chambre de commande (voir figure 3.2), et dans l'espace environnant la buse d'injection. La force appliquée par la pression du rail sur la face supérieure de la tige, combinée avec la force exercée par le ressort, maintient l'aiguille en position fermée.

III.3.2. Ouverture de l'injecteur

L'électrovanne s'ouvre rapidement sous l'effet du courant d'attraction. La force de l'électroaimant activé surpasse celle du ressort. L'induit libère donc le passage du calibrage de sortie. Le fort courant d'attraction diminue alors très rapidement, jusqu'à se stabiliser au niveau du courant de maintien de l'électroaimant. Grâce à l'ouverture du calibrage de sortie, le carburant passe de la chambre de commande à l'espace qui la surplombe (là il est utilisé comme liquide de refroidissement pour l'électrovanne). Puis, par l'intermédiaire du canal de retour, le carburant est emmené jusqu'au réservoir. Le calibrage d'entrée empêche une compensation totale du débit sortant, ainsi la pression diminue dans la chambre de commande.

La pression dans l'espace environnant la buse d'injection est donc maintenant plus importante que celle dans la chambre de commande, provoquant la levée de l'aiguille de l'injecteur. L'injection commence. La vitesse d'ouverture de l'aiguille est déterminée par la différence de débit entre le calibrage d'entrée et le calibrage de sortie.

III.3.3. L'injecteur est complètement ouvert

La tige de contrôle atteint sa butée hydraulique et reste donc stable sur un " coussin " de carburant. Cet amortisseur est constitué du flux de carburant entre le calibrage d'entrée et celui de sortie. La buse d'injection est complètement ouverte et le carburant est injecté dans la chambre de combustion à une pression à peu près équivalente à celle du rail. La répartition des forces est identique à celle qui est intervenue au cours de l'ouverture.

III.3.4. L'injecteur fermé

L'électrovanne est désactivée. La bille descend sous la force du ressort et obture le calibrage de sortie. La pression dans la chambre de commande remonte alors jusqu'à atteindre celle du rail. Par conséquent, la force exercée par la pression sur la face supérieure de la tige augmente. La contribution de cette force avec celle du ressort devient supérieure à la force exercée par la pression environnant la buse. Par conséquent, l'aiguille se ferme et obture les trous d'injection. [20]

III.4. Etude de l'injecteur Common-rail

III.4.1. Etude hydraulique de l'injecteur

Soit la figure ci-dessous

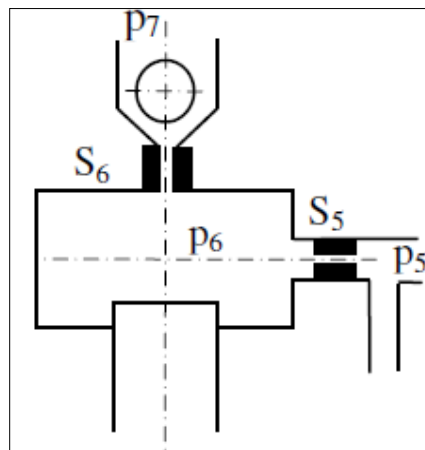


Figure 3.3 La chambre de commande de l'injecteur

q_{vf} : Débit de fuite provoqué par l'ouverture de l'électrovanne de commande.

p_7 : Pression relative de retour au réservoir ($p_7 = 0,7 \text{ bar}$) est négligeable devant la haute pression

S_5 : Section de l'ajutage d'alimentation. $S_5 = 0,06 \text{ mm}^2$

S_6 : Section de l'ajutage du circuit de retour $S_6 = 0,07 \text{ mm}^2$

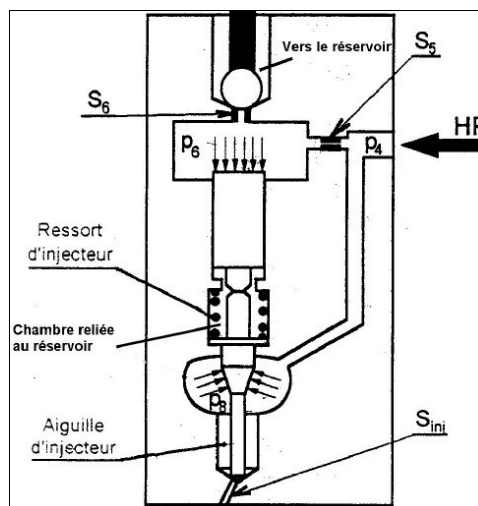


Figure 3.4 L'injecteur fermé

Hypothèses :

Les pressions : p_5 et p_8 sont égales à 1250 bars.

Le coefficient de débit K est le même entre les sections de l'injecteur et égale : 0.8

III.4.1.1. L'équation pratique de débit à travers l'ajutage

Supposant que l'écoulement est non visqueux, et le fluide est incompressible, l'énergie est conservée entre les deux orifices (5) et (6).

On applique l'équation de BERNOULLI entre les deux orifices de la chambre de commande qui relie les trois grandeurs : vitesse, pression et altitude.

$$p + \frac{1}{2}\rho v^2 + mgz = \text{cst} \quad 3.1$$

On a : z est négligé

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 \quad 3.2$$

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2}\rho(v_2^2 - v_1^2) \quad 3.3$$

Sachant que

$$p_1 - p_2 = \Delta p \quad \text{et} \quad q_v^2 = s^2 v^2 \quad 3.4$$

On introduit le carré de la surface

$$s_1^2 \cdot \Delta p = \frac{1}{2}\rho(v_2^2 + v_1^2) \cdot s_2^2 \quad 3.5$$

$$\frac{2 \cdot \Delta p \cdot s^2}{\rho} = q_v^2 \quad 3.6$$

$$q_v = s \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad 3.7$$

Et là on introduit le coefficient du débit k, qui permet de corriger l'erreur due à la perte de charge

L'équation (3.7) devient

$$q_v = K \cdot S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_g}} \cdot [23] \quad 3.8$$

Avec :

q_v : Débit volumique.

K : coefficient de débit.

S : section de passage.

Δp : Différence de pression entre l'entrée et la sortie de l'ajutage.

ρ_g : Masse volumique du gazole $\rho_g = 825 \text{ kg/m}^3$ à 60°C .

III.4.1.2. La pression de la chambre de commande

Détermination d'expression et la valeur de la pression p_6 agissant sur le piston de commande

Nous appliquons le principe de conservation du débit entre les sections S_5 et S_6

$$q_{v5} = q_{v6} \quad 3.9$$

$$K \cdot S_5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_5 - p_6)}{\rho_g}} = K \cdot S_6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_6 - p_7)}{\rho_g}} \quad 3.10$$

$$S_5^2 \cdot (p_5 - p_6) = S_6^2 \cdot p_6 \Rightarrow S_5^2 \cdot p_5 = (S_6^2 + S_5^2) \cdot p_6 \quad 3.11$$

$$p_6 = p_5 \frac{S_5^2}{(S_6^2 + S_5^2)} \quad 3.12$$

$$p_6 = 1250 \cdot \frac{(0.06)^2}{(0.06)^2 + (0.07)^2} = 529 \text{ bars} \quad 3.13$$

III.4.1.3. Débit de la fuite provoqué par l'électrovanne d'injecteur

Débit de la fuite provoqué par l'injecteur q_{vf}

On applique l'équation du débit (3.8)

$$q_{vf} = 0,8 \cdot 0,07 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \cdot (529 \cdot 10^5)}{825}} = 20 \cdot 10^{-6} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Soit } 20 \text{ cm}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad 3.14$$

III.4.1.4. La quantité de carburant injectée

III.4.1.4.1. L'expression de la masse de gazole injecté par cycle

S_{inj} : la section de passage du gazole au travers de l'injecteur (figure 3.4)

m_{inj} : la masse de gazole à injecter.

t_{inj} : temps d'ouverture de l'injecteur.

Après avoir appliqué l'équation du débit volumique à travers l'ajutage situé entre la chambre de pression de l'injecteur et la chambre de combustion du cylindre moteur, on obtient

$$m_{inj} = \int_0^{t_{inj}} q_m \cdot dt \quad 3.15$$

Si le débit massique q_m est constant

$$m_{inj} = q_m \int_0^{t_{inj}} dt = q_m \cdot t_{inj} = \rho \cdot q_v \cdot t_{inj} \quad 3.16$$

Avec :

$$q_v = K \cdot S_{inj} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_8 - p_9)}{\rho}} \Rightarrow \quad 3.17$$

L'équation (3.16) devient

$$m_{inj} = \rho \cdot q_v \cdot t_{inj} \quad 3.18$$

$$m_{inj} = K \cdot S_{inj} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_8 - p_9)} \cdot t_{inj} \quad \cdot [21] \quad 3.19$$

III.4.1.4.2. La masse de l'air contenu dans le cylindre en début de compression

L'étude consiste à déterminer la masse de gazole à injecter et la pression d'air dans le cylindre à l'instant de l'injection, pour en déduire le temps d'injection. Pour cela il faut savoir les données et les caractéristiques du moteur DW10, ainsi les conditions d'études

Caractéristiques du moteur DW10

Cylindrée : 1997 cm³

Nombre de cylindres: 4

Alésage/course: 85/88

Rapport volumétrique: $\varepsilon=17.6$

Puissance: 81kw à 4000 tr/min

Conditions d'étude

Température extérieure de l'air

$$t_{\text{air}} = 20^{\circ}\text{C}$$

L'air est assimilé à un gaz parfait

$$\gamma = 1.4, R_G = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Pression atmosphérique

$$P_{\text{air}} = 1\text{bar}$$

Régime de puissance

$$N = 4000 \text{ tr/min}$$

Pouvoir calorifique inférieur du gazole

$$P_{\text{ci}} = 44500 \text{ J/g}$$

Dosage stœchiométrique $d_s = 1/15$

La Richesse $R_i = 0.7$

La masse de gazole injectée lors de la pré-injection est négligée. [24]

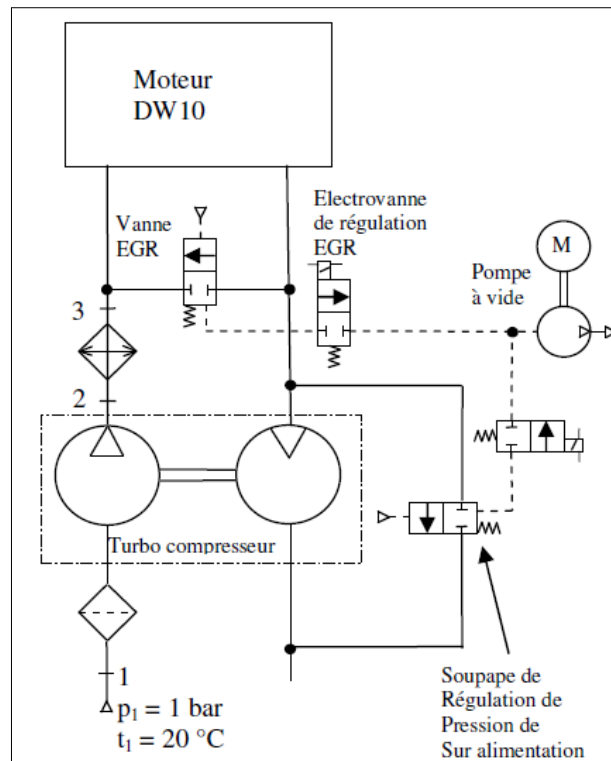


Figure 3.5 Circuit d'alimentation en air

Les électrovannes de recyclage EGR et de régulation de pression de suralimentation ne sont pas alimentées.

Le turbo compresseur a un taux de compression $\tau=1.93$, pour un régime moteur de 4000tr/min (P_2/P_{air}) ce qui fait augmenter la masse volumique de l'air à $\rho_{\text{air}} = 1.9 \text{ kg/m}^3$

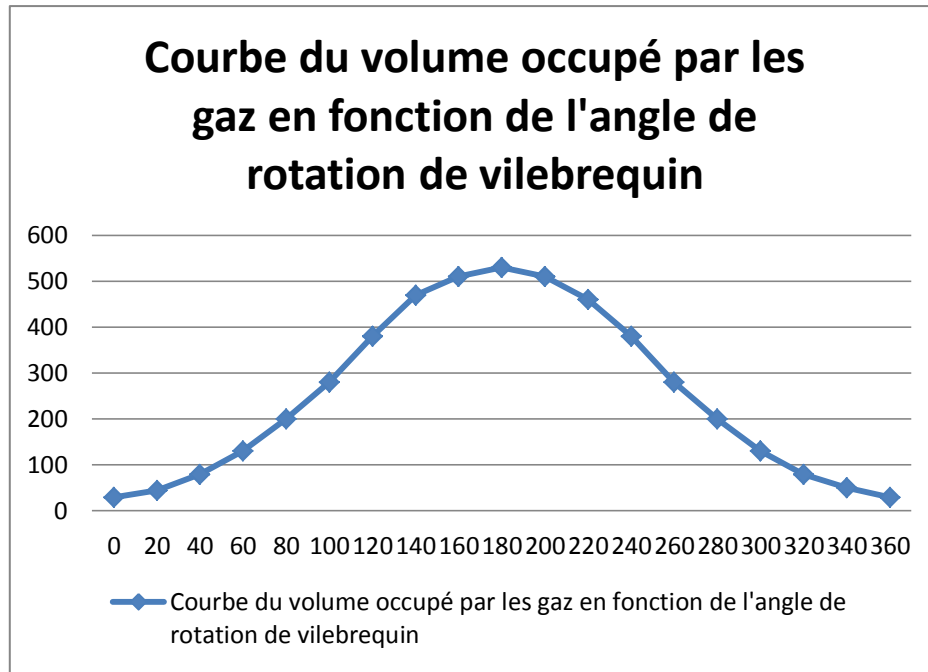
La température sera baissée de 30° , à cause d'un échangeur thermique air/air.

Le graphe (3.1) montre la courbe du volume occupé par les gaz en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin.

Sachant que le retard à l'admission (RFA) est de 23°

Le volume en fin de l'admission (à 180°) est

$$V_{\text{aa}} = 506 \text{ cm}^3$$



Graphe 3.1 Courbe du volume d'air en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin

La masse d'air contenue dans le cylindre en début de compression est

$$m_{\text{air}} = \rho_{\text{air}} \cdot V_{\text{aa}} = 1,9.506 \cdot 10^{-6} = 961,4 \cdot 10^{-6} \text{kg} \quad 3.20$$

$$= 0,9614 \cdot 10^{-3} \text{kg} = 0,96 \text{g} \approx 1 \text{g} \quad 3.21$$

III.4.1.4.3. La valeur de la masse de gazole injecté par cycle

La valeur de la masse de gazole à injecter par coup (cycle) m_{inj} est

Sachant que le dosage carburant est

$$d_c = \frac{m_g}{m_{\text{air}}} \quad 3.22$$

Et la richesse est

$$R_i = \frac{m_g}{d_s \cdot m_{\text{air}}} \quad 3.24$$

$$\Rightarrow m_g = R_i \cdot d_s \cdot m_{\text{air}} = \frac{0,7}{15} = 0,0467 \text{g} \quad 3.25$$

III.4.1.4.4. Le volume du gazole injecté par cycle

$$V_g = \frac{m_g}{\rho_g} = \frac{4,67 \cdot 10^{-5}}{825} = 5,656 \cdot 10^{-8} \text{m}^3 \text{ soit } 56,56 \text{ mm}^3/\text{coup} \quad 3.26$$

III.4.1.5. Temps d'injection

III.4.1.5.1. L'ouverture de l'injecteur

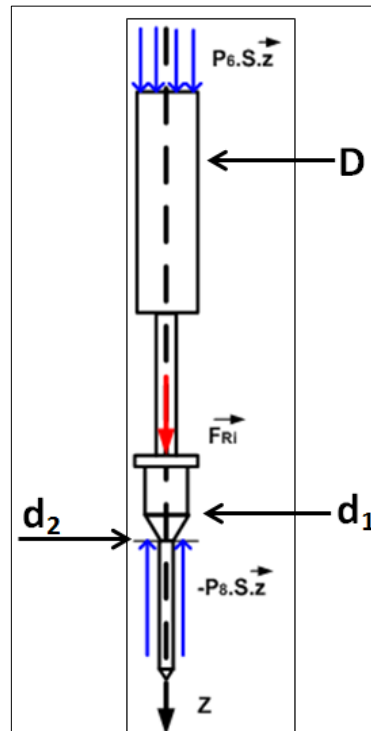


Figure 3.6 Les efforts agissants sur l'aiguille d'injecteur

On a : (figure 3.6)

$$D = 4,3 \text{ mm}$$

$$d_1 = 3,2 \text{ mm}$$

$$d_2 = 1 \text{ mm}$$

La valeur de l'action du gazole contenu dans le volume de commande sur l'aiguille

$$p_6 \cdot S = \left((529 \cdot 10^5) \cdot \frac{\pi(4,3)^2}{4} \cdot 10^{-6} \right) = 767,8 \text{ N} \quad 3.15$$

La valeur de l'action du ressort est

$$\vec{F}_{Ri} = 50 \text{ N} \quad 3.16$$

La valeur de l'action du gazole contenu dans la chambre où règne la pression p_8

$$p_8 \cdot S' = 1250 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi(3,2^2 - 1^2)}{4} \cdot 10^{-6} = 906,6 \text{ N} \quad 3.17$$

Action du corps d'injecteur

$$\vec{F}_{\text{corps}} = Z \cdot \vec{z} \quad 3.18$$

Aiguille isolée, bilan des actions mécaniques en projection sur \vec{z}

$$767,8 + 50 - 906,6 + Z = 0 \quad 3.19$$

$$Z = 88,8 \text{ N} \quad 3.20$$

$Z > 0$ nous indique que l'aiguille est en butée supérieure. C'est-à-dire qu'elle n'est plus en contact sur son siège, donc l'injecteur est ouvert dans ces conditions. [21]

III.4.1.5.2. L'expression du temps d'ouverture de l'injecteur

On a l'expression de la masse du gazole injectée par coup équation (3.19)

$$m_{inj} = K \cdot S_{inj} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_8 - p_9)} \cdot t_{inj} \quad 3.27$$

$$\Rightarrow t_{inj} = \frac{m_{inj}}{K \cdot S_{inj} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_8 - p_9)}} \quad 3.28$$

III.4.1.5.3. Le volume de l'air au moment de l'injection

Sachant que l'injection a lieu 16° avant le point mort haut (Pmh).

D'après la courbe (figure 3.6), le volume occupé par l'air au moment de l'injection du gazole est $V_{ac} = 41 \text{ cm}^3$

III.4.1.5.4. La pression de la chambre de combustion

Au moment de l'injection, l'évolution est assimilée à une transformation adiabatique, donc

$$P \cdot V^\gamma = \text{cst} \quad 3.29$$

$$P_{adm} \cdot V_{aa}^\gamma = P_9 \cdot V_{ac}^\gamma \quad 3.30$$

$$P_9 = P_{adm} \left(\frac{V_{aa}}{V_{ac}} \right)^\gamma \quad 3.31$$

$$P_9 = 1.93 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{506}{41} \right)^{1.4} = 65 \cdot 10^5 \text{ pa} = 65 \text{ bars} \quad 3.32$$

III.4.1.5.5. La valeur du temps d'ouverture de l'injecteur

Sachant que La pression P_9 dans le cylindre ne reste pas constante pendant l'injection du gazole, elle augmente vers 73 bars à cause d'augmentation de la température de combustion.

Et chaque injecteur comprend 6 trous de diamètre $\varnothing = 0.15 \text{ mm}$.

Temps d'ouverture de l'injecteur est

$$t_{inj} = \frac{m_{inj}}{K \cdot S_{inj} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_g \cdot (P_8 - P_9)}} \quad 3.33$$

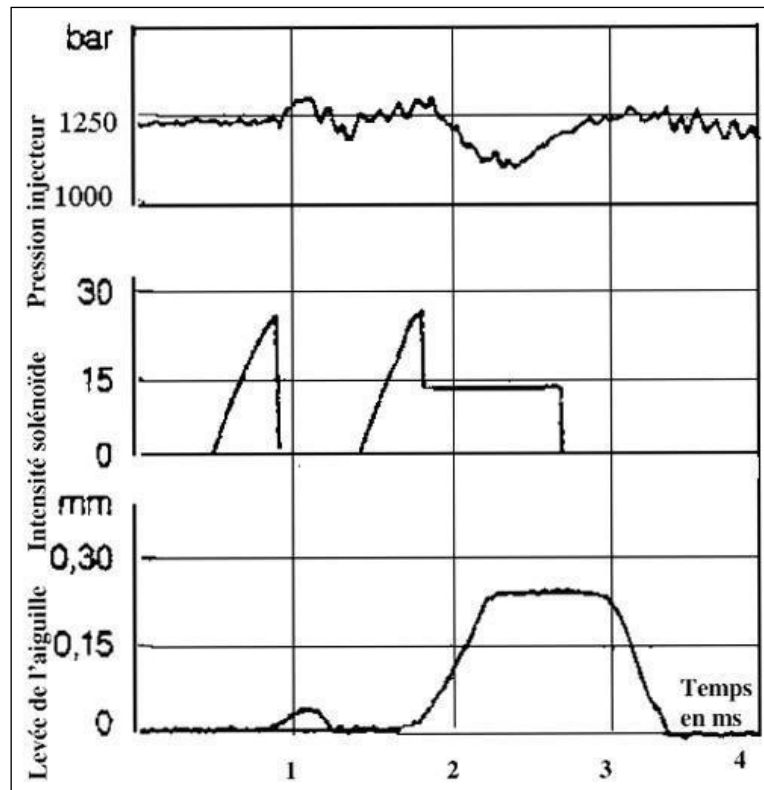
$$= \frac{0.0467 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{0.8 \cdot \pi \cdot 6 \cdot 0.15^2 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{2.825 \cdot (1250 - 73) \cdot 10^5}} \quad 3.34$$

$$= 1.25 \cdot 10^{-3} \text{ s, soit } 1.25 \text{ ms} \quad 3.35$$

III.4.1.5.6. Temps d'alimentation de l'électrovanne

Sachant que L'injecteur s'ouvre $0,2 \text{ ms}$ (t_1) après l'excitation de l'électrovanne et se referme $0,9 \text{ ms}$ (t_2) après la fin de son alimentation

$$t_e = t_{inj} + t_1 - t_2 = 1.25 + 0.2 - 0.9 = 0.55 \text{ ms}$$



Graph 3.2 La levée d'aiguille en fonction de temps

Le graphe ci-dessus représente le comportement de l'aiguille d'injecteur en fonction de temps

On remarque que la mesure du temps de levée de l'aiguille d'injection est corrélée à l'intensité de courant qui traverse le solénoïde et à la mesure de la pression d'injection.

On constate aussi que la surface, comprise entre la courbe, représentant la levée de l'aiguille, et l'axe des temps, est négligeable au niveau de la pré-injection par rapport à celle correspondant à l'injection principale. Ces surfaces sont proportionnelles aux masses de carburant injectées. On peut donc justifier l'hypothèse, faite lors de l'étude précédente, de négliger la masse de gazole injectée durant la phase de pré-injection.

III.5. La validation pratique du modèle retenu

III.5.1. La quantité de gazole injectée par coup

La lecture des valeurs fournis par le moteur du véhicule Peugeot 406 équipé par la pompe gazole HP CP1 de type BOSCH et des injecteurs électromagnétiques est effectuée avec un outil de diagnostic.



Figure 3.7 Mise en marche du Scanner sur le véhicule

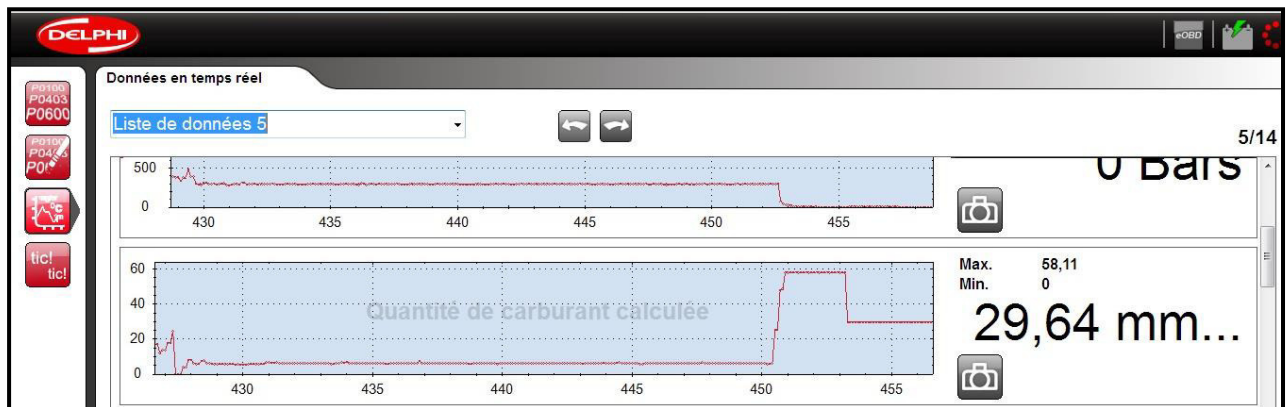
III.5.1.1. Outil utilisé à la lecture des données

C'est un scanner multimarques de type DELPHI, des véhicules légers et lourds, (figure 3.8) On le branche sur le véhicule, et on roule à plein charge.



Figure 3.8 Scanner de diagnostic véhicules DELPHI

III.5.1.2. Résultat obtenu



Graphe 3.3 Courbe de quantité de carburant injecté

III.5.1.3. Interprétation de résultats

Le graphe (3.3), représente une photo d'écran du scanner, montrant une courbe de quantité de carburant mesurée en temps réel.

On remarque que la valeur maximale de la quantité de carburant injectée par coup est 58.11 mm³/coup

III.5.1.4. Conclusion

On constate que la valeur mesurée est très proche de la valeur calculé (56.56 mm³/coup)

III.5.2. La quantité de gazole retournée au réservoir

Cette quantité de gazole dite retour d'injecteur, veut dire le débit de la fuite provoquée par l'injecteur, elle peut être validée pratiquement par deux méthodes :

-La première est traditionnelle, se fait dans un véhicule, consiste à débrancher les tuyaux de retour d'injecteurs, et les mettre dans des éprouvettes graduées pour pouvoir lire le volume, on démarre le moteur et on prend le chronomètre pour un moment, puis on arrête. Mais seulement, de cette manière on mesure le débit de la fuite à un régime moyen (faible charge).

[25]



Figure 3.9 valise de test injecteur



Figure 3.10 Outil de test installé au véhicule

-la deuxième est celle utilisée, se fait dans un banc d'essai d'injecteur, cette méthode est avantageée car elle nous permet d'avoir des tests à plusieurs régimes moteurs.



Figure 3.11 montage d'injecteur et mise en marche du banc d'essai

III.5.2.1. Dispositif utilisé

C'est un banc d'essai d'injecteur Common-rail. De type CR300, Il contient un système d'injection à haute pression similaire à celui d'un véhicule, sauf qu'il permet de tester plusieurs types d'injecteurs, parmi lesquels on trouve l'injecteur à commande électromagnétique.



Figure 3.12 Banc d'essai CR300

III.5.2.2. Résultat obtenu

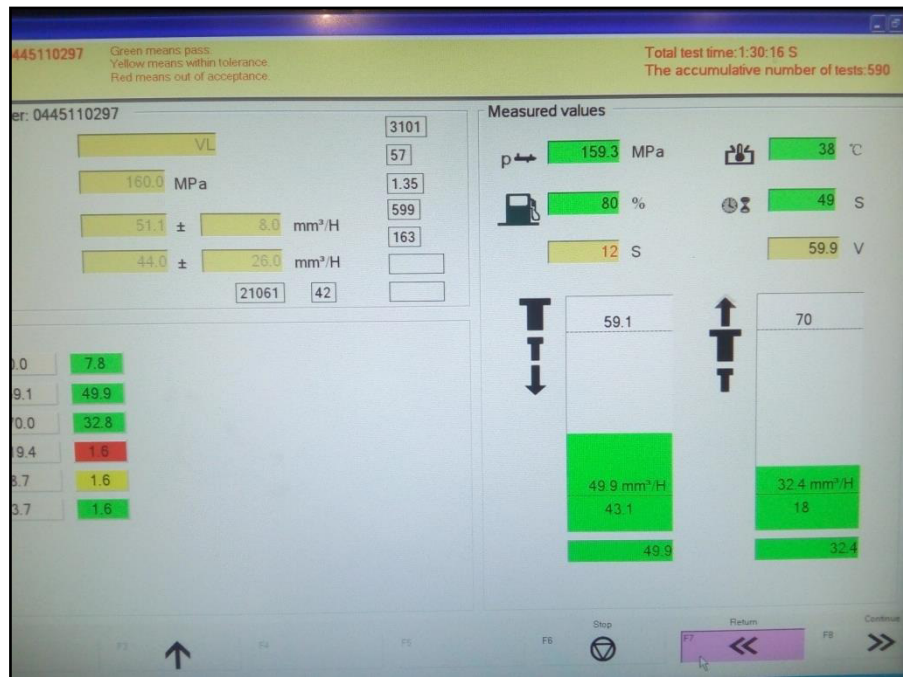


Figure 3.13 Ecran du banc en marche

III.5.2.3. Interprétation de résultats

On a le débit de la fuite provoquée par l'injecteur déterminée par le calcul précédemment est de $20 \text{ cm}^3/\text{s}$, et le temps d'injection calculé par impulsion est de 1.25 ms . Donc la valeur du débit de fuite en fonction du temps d'injection calculé sera $20 \cdot (1,25 \cdot 10^{-3}) = 0.025 \text{ cm}^3/\text{impulsion} = 25 \text{ mm}^3/\text{impulsion}$

La figure (3.15) représente une photo d'écran du banc d'essai d'injecteur en cours de test.

On remarque que le volume injecté par cycle est de 49.9 mm^3 , et la valeur du retour d'injecteur par cycle est de 32.4 mm^3 .

Etant donné que cette valeur est bien obtenue à une pression de rail de 159.3 MPa , soit 1596 bar , comme le montre la figure (3.15), la valeur du retour d'injecteur par cycle à une pression de rail de 1250 bar donc sera environ 25 mm^3 .

$$q_{vf} \approx 25 \text{ mm}^3$$

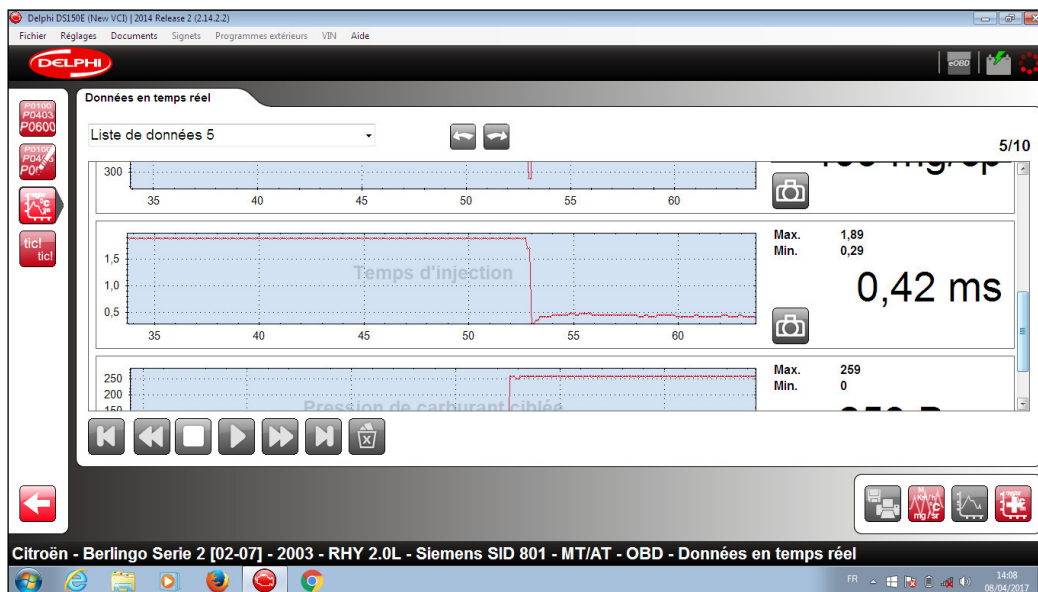
Donc la valeur du débit de la fuite mesurée est très proche de la valeur calculée.

III.5.3. Le temps d'injection

La lecture des valeurs fournies par le moteur du véhicule Citroën BERLINGO équipé par la pompe gazole HP CP1 de type SIEMENS et des injecteurs électromagnétiques est effectuée avec le même outil de diagnostic



Figure 3.14 Liste des données de temps d'injection



Graphe 3.4 Courbe du temps d'injection réel

III.5.3.1 Interprétation de résultats

La figure ci-dessus représente une photo d'écran du scanner, montrant la courbe du temps d'injection. On remarque que la valeur maximale du temps d'injection est 1.89 ms. Et la valeur mesurée à la pleine charge est 0.42 ms. Donc elle se varie entre $0.42 \text{ ms} < t_{\text{mesuré}} < 1.89 \text{ ms}$.

On remarque que cette valeur est proche de la valeur du temps d'alimentation de l'électrovanne d'injecteur (0.55 ms).

III.5.3.2. Conclusion

On constate que le calculateur du véhicule influe et change le temps d'injection, pour que le volume de gazole injecté corresponde ainsi à celui qui est nécessaire.

IV.1. Généralités

Le logiciel Solidworks est un programme de conception des pièces qui nous offre un environnement de test virtuel pour les mouvements, Nous pouvons ainsi trouver des solutions intégrées de CAO 3D.

IV.2. Etude de l'arbre excentrique par Solidworks Simulation

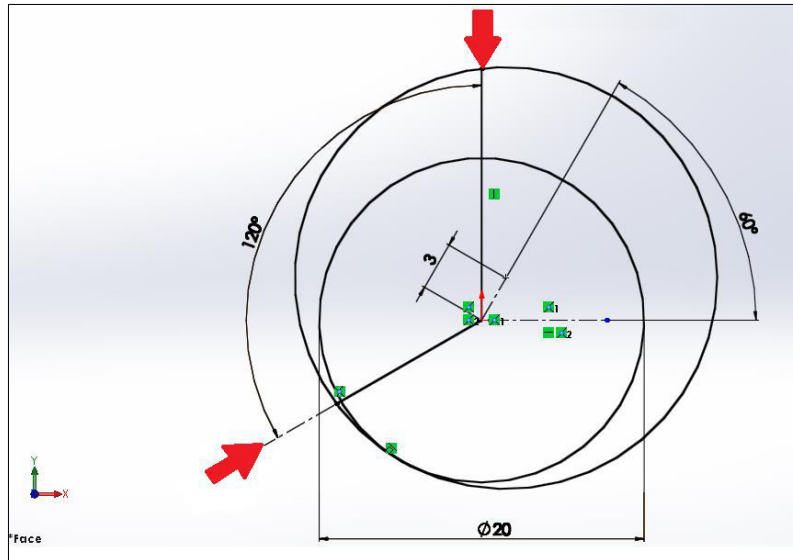


Figure 4.1 Actions des pistons 1 et 2 sur l'arbre

La figure 4.1 représente une esquisse de l'arbre excentrique tourné de 60° de l'horizon, c'est la position où deux pistons (1 et 2) agissent sur l'arbre.

IV.2.1. Déplacements imposés

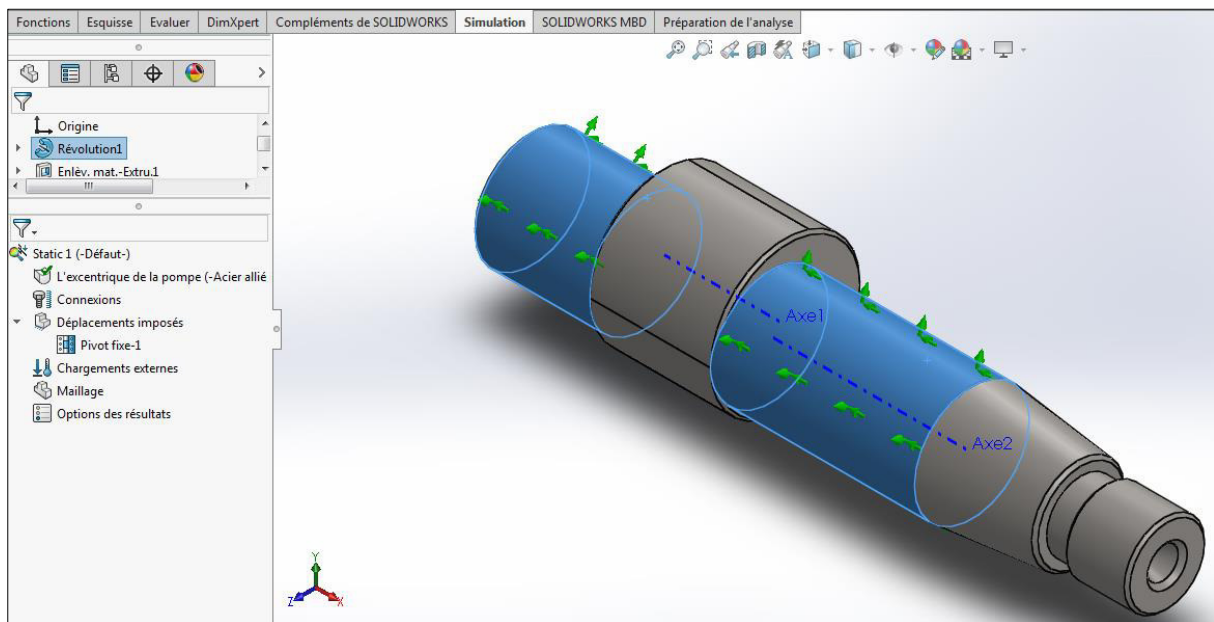


Figure 4.2 Déplacement imposé à l'arbre excentrique

Entités	2 faces
Type	Pivot

Tableau 4.1 déplacement imposé

IV.2.2. Détails des chargements externes

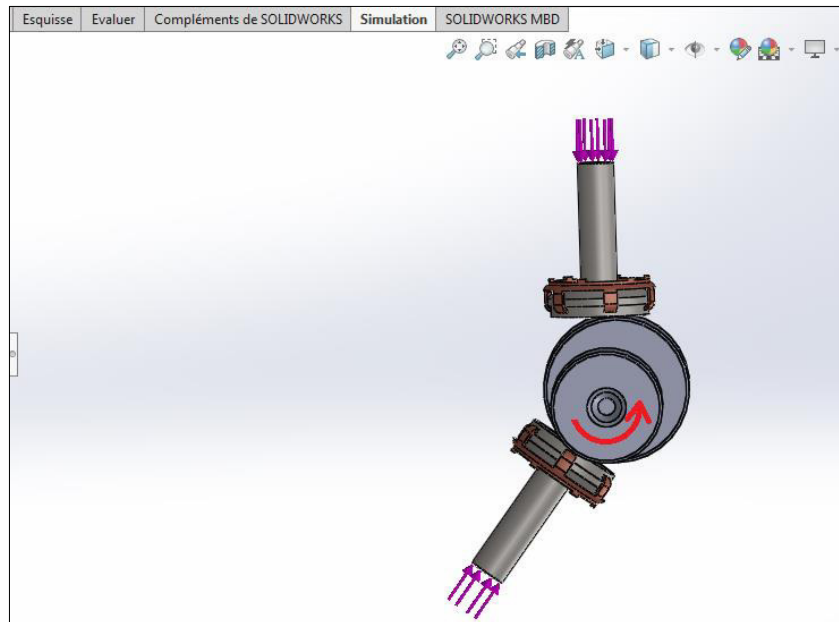


Figure 4.3 Chargements appliqués

Entités	1 face
Type	Couple
Valeur	7.3 Nm

Tableau 4.2 Chargement imposé

En raison de vouloir vérifier si le couple motrice appliqué à l'arbre excentrique génère la pression demandée au niveau des pistons 1350 bars, C.à.d. une force de 4871 N, nous avons fixé les deux pistons aux points d'application des forces (figure 4.3) et appliqué le couple. De cette manière, nous avons pu déterminer les forces de compressions des pistons comme des réactions.

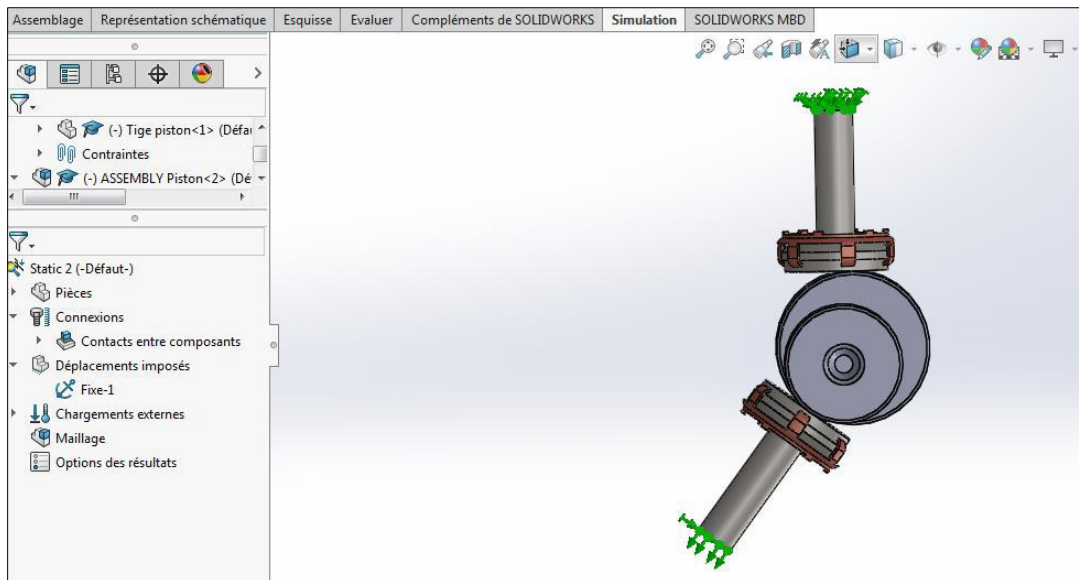


Figure 4.4 Géométries fixes au niveau des pistons

IV.2.3. Type de maillage

Nous avons utilisé un maillage volumique avec élément triangulaire

Type de maillage	Maillage volumique
Taille d'élément	3.4265 mm
Qualité de maillage	Haute
Nombre totale d'éléments	12214
Nombre totale de nœuds	20407
Durée de création de maillage (h :m :s)	00 :00 :09

Tableau 4.3 Type de maillage

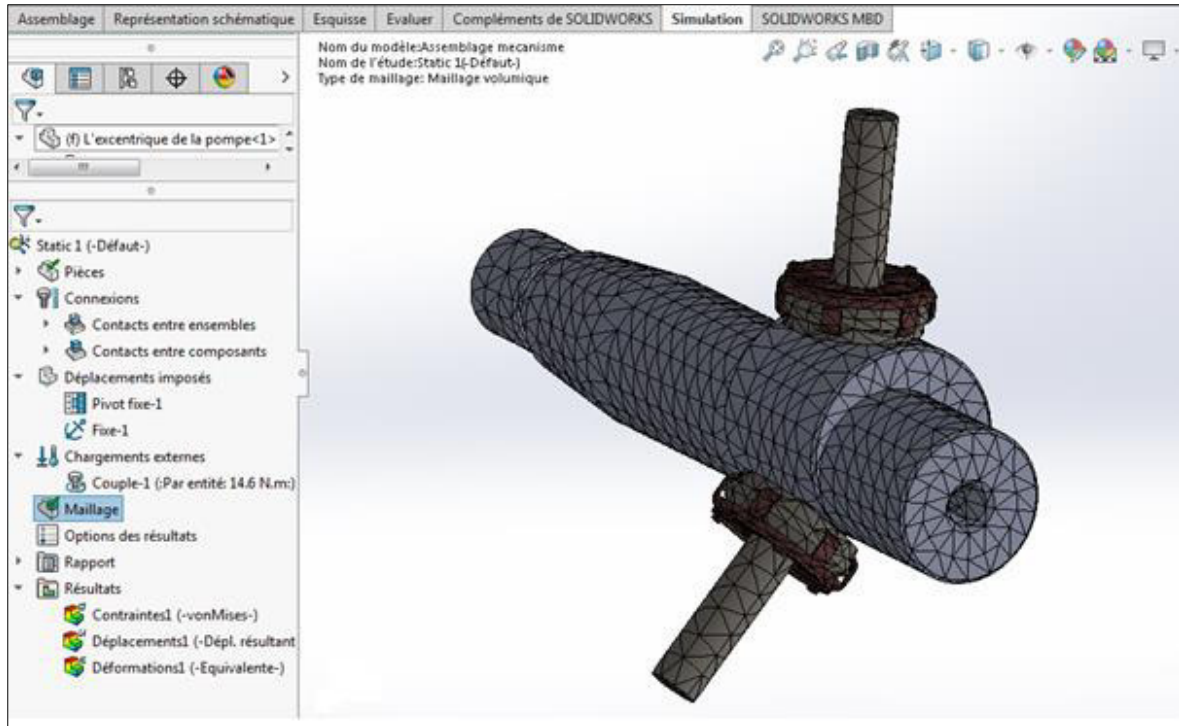


Figure 4.5 Maillage

IV.2.4. Choix du matériau

Nom	Acier Normalisé
Limite de traction	1.11 e ⁺⁹ Nm ⁻²
Limite d'élasticité	7.1 e ⁺⁸ Nm ⁻²
Coefficient de Poisson	0.32
Masse volumique	7850 kg.m ⁻³
Module d'élasticité	2.05 e ⁺¹¹ Nm ⁻²

Tableau 4.4 Propriétés du matériau

IV.3. Résultats de l'étude

IV.3.1. Etat de contrainte

IV.3.1 Critère de Von Mises

Le critère de Von Mises est basé sur la théorie de Von Mises-Hencky, connue aussi sous le nom de théorie de l'énergie de distorsion maximale.

En utilisant les contraintes principales $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, la contrainte de Von Mises s'exprime comme suit :

$$\sigma_{\text{vonMises}} = \left[\frac{1}{2} ((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2) \right]^{1/2} \tag{4.1}$$

La théorie prévoit qu'un matériau ductile commence à céder lorsque la contrainte de von Mises atteint un niveau égal à la contrainte limite. Dans la plupart des cas, la limite d'élasticité

est utilisée comme contrainte limite. Cependant, le logiciel vous permet d'utiliser la limite de rupture en traction ou de définir votre propre contrainte limite. [5]

$$\sigma_{\text{vonMises}} \geq \sigma_{\text{limite}} \tag{4.2}$$

La limite d'élasticité dépend de la température. La valeur spécifiée pour la limite d'élasticité doit tenir compte de la température du composant. Le coefficient de sécurité en un endroit est calculé comme suit : [5]

$$\text{Coefficient de sécurité (CS)} = \sigma_{\text{limite}} / \sigma_{\text{vonMises}} \tag{4.3}$$

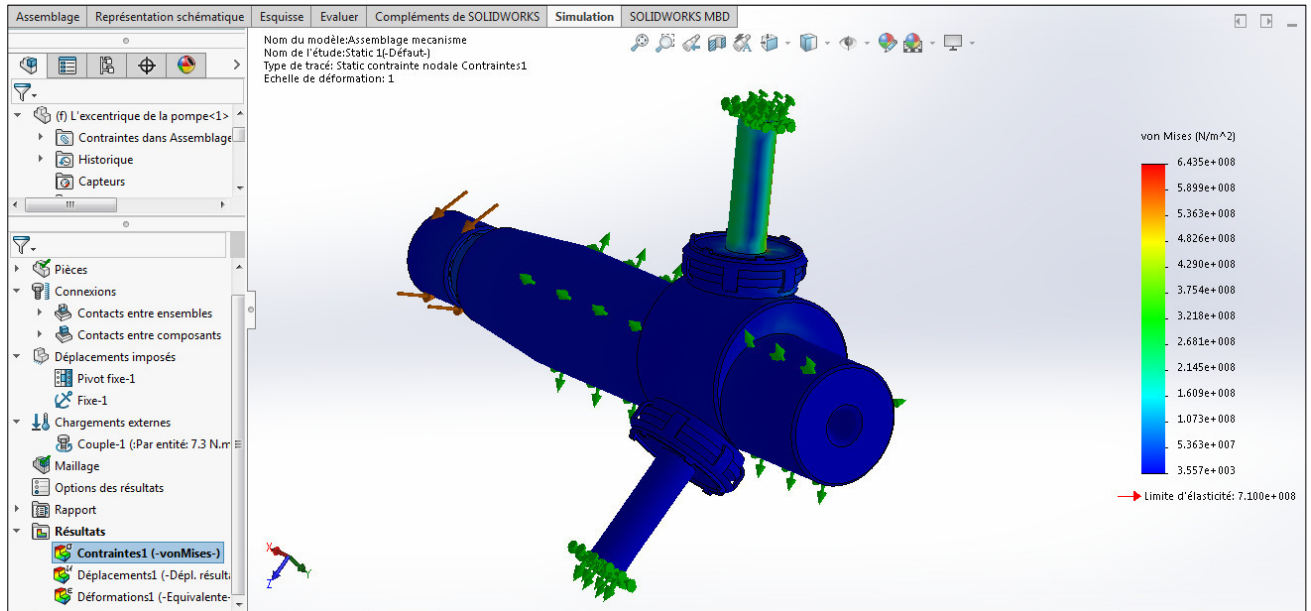


Figure 4.6 Contrainte de Von mises

La contrainte maximum trouvée par la simulation est de $6.435e^8 \text{ N/m}^2$. Et la limite élastique de matériau choisi est de $7.1 e^8 \text{ N/m}^2$

IV.3.2. Déplacement

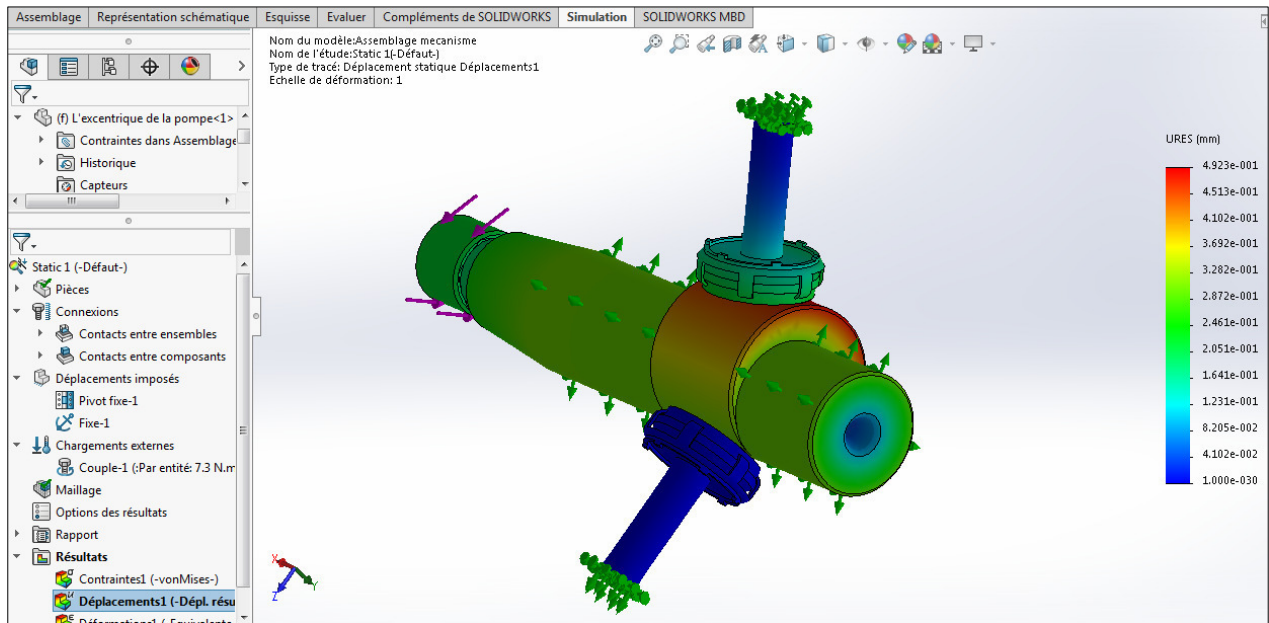


Figure 4.7 Déplacements

Le déplacement maximum est de 0.492 mm

IV.3.3. Déformation

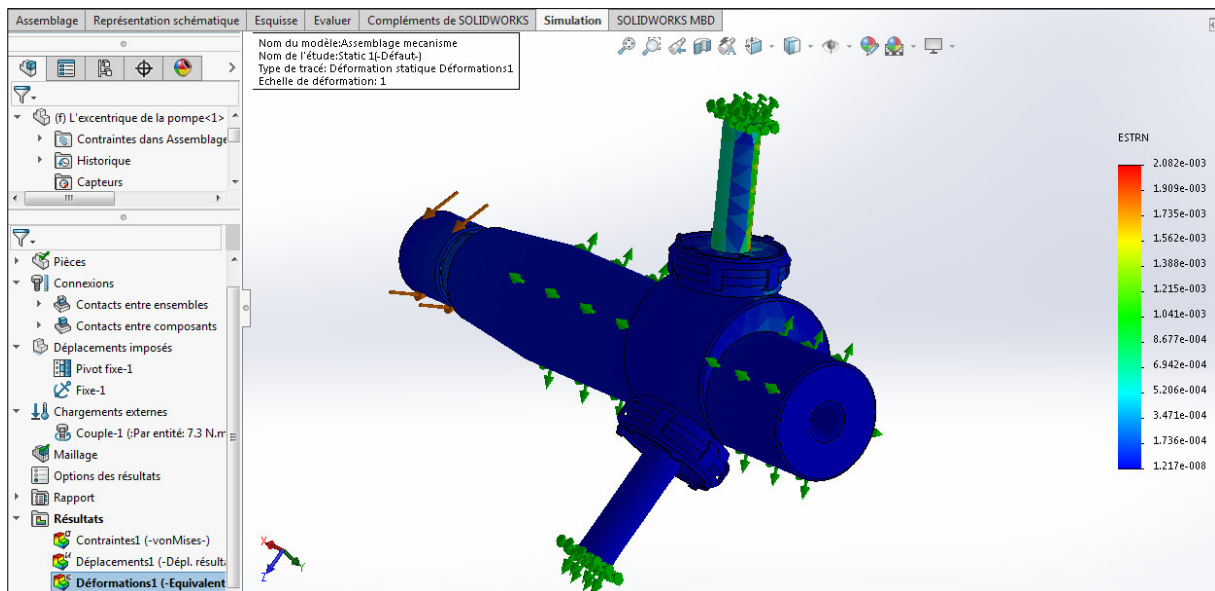


Figure 4.8 Déformation

La figure 4.8 montre une déformation maximale de 2.082 e-3

IV.3.4. Les forces résultantes

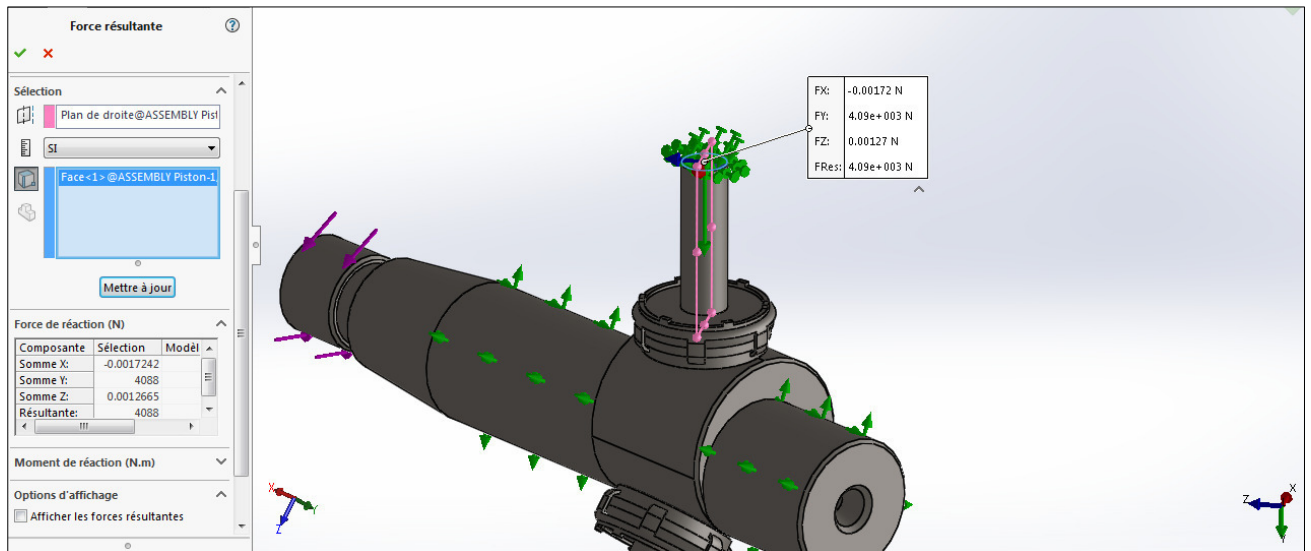


Figure 4.9 Force résultante de piston 1

Composants	X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)	-0.00172	4088	0.001266	4088

Tableau 4.5 Forces de réactions P1

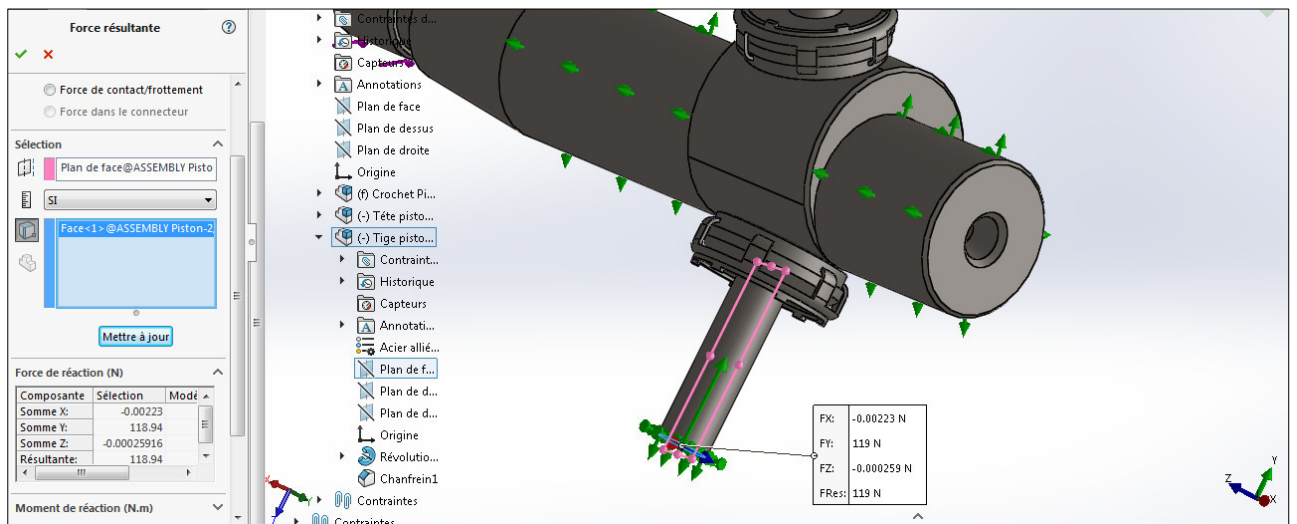


Figure 4.10 force résultante de piston 2

Composants	X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)	-0.00223	118.94	-0.00026	118.94

Tableau 4.6 Forces de réactions P2

Sur les figures 4.9 ; 4.10, la force qui nous intéresse est celle de l'axe Y, on lit sur les tableaux 4.5 ; 4.6, la résultante des forces pour le piston 1 est 4088 N, et pour le piston 2 est 119 N.

Si nous appliquons le couple motrice maximal (14 Nm), nous obtenons les résultats suivants figure 4.11

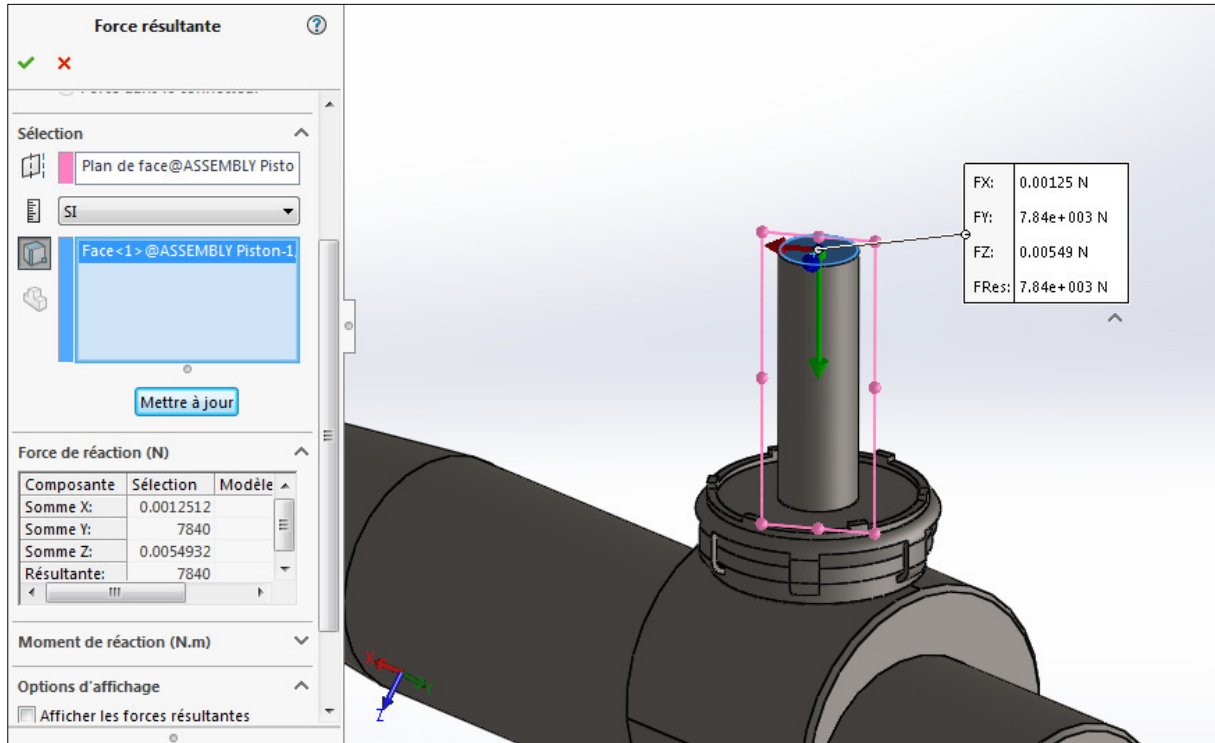


Figure 4.11 Force résultante maximal de piston 1

Donc avec un couple motrice de 7.3 Nm, on obtient une force de pression de 4088 N. (valeur proche de celle calculée au maximum 4871 N).

Composants	X	Y	Z	Résultante
Force de réaction(N)	0.00125	7840	0.00549	7840

Tableau 4.7 Forces maximales de réactions P1

Conclusion

Nous constatons d'une part, que la pompe refoule vers la rampe une pression de gazole supérieur à 200 bars (pression nécessaire au démarrage du moteur), et la pression peut même dépasser 1400 bars à plein régime. Et d'autre part, La simulation nous a permet aussi d'évaluer le comportement du matériau choisi à l'arbre excentrique.

Conclusion Générale

Cette étude nous a permis de découvrir le fonctionnement ainsi que la technologie du nouveau système de dosage carburant diesel tel est le système Common rail.

Nous avons débuté par une étude statique, afin de déterminer les efforts agissant sur le mécanisme en négligeant les forces d'inerties. Puis nous avons utilisé une étude analytique pour trouver le déplacement et la vitesse ainsi que l'accélération de l'élément de pompage (piston).

Cette étude nous a permis une meilleure connaissance de l'écoulement dans la pompe HP et les injecteurs Diesel Common rail, ce qui nous permet d'optimiser les géométries des éléments de mécanisme d'une part, et d'autre part, de mieux optimiser la combustion dans la chambre. Ce travail a été suivi par une validation pratique des résultats obtenus théoriquement en utilisant les outils de diagnostics de maintenance automobile (Scanner, banc d'essai Common rail). La simulation par logiciel SOLIDWORKS nous a permis aussi d'évaluer le comportement du matériau choisi de l'arbre en tant que l'élément principal de la pompe.

Nous avons constaté que les résultats sont semblables ce qui nous permet de conclure que l'étude théorique est valable pour ce type de pompe (CP1) et injecteur (Electromagnétique).

Finalement cette étude nous a permis de mettre en œuvre nos connaissances scientifiques et technologiques pour étudier le fonctionnement du système Common rail et même élaborer une stratégie de maintenance pratique de ce système.

Recommandation

Toutefois il est intéressant de faire une étude vibratoire de la pompe pour diagnostiquer les problèmes d'équilibrage ou d'alignement de l'arbre, qui provoquent la fatigue de la pompe.

Liste des tableaux

N°	Titre	page
1.1	Nomenclature “système CR”	8
1.2	Nomenclature “ pompe de gavage”	15
1.3	Nomenclature “circuit d’alimentation”	22
2.1	Nomenclature “ dessin de la pompe“	30
4.1	Déplacement imposé	64
4.2	Chargement imposé	64
4.3	Type de maillage	65
4.4	Propriétés du matériau	66
4.5	Forces de réaction P1	69
4.6	Forces de réactions P2	69
4.7	Forces maximales de réactions P1	70

Liste des figures

N°	Titre	Réf	page
1.1	Mercedes 300SL	[1]	3
1.2	Les premiers types d'injecteur produit	[3]	4
1.3	Composants de système common-rail	[12]	7
1.4	Principaux composants de l'injection CR	[21]	8
1.5	Analyse fonctionnelle du système d'injection Common-rail	[21]	9
1.6	les Fonctions de système d'injection Common rail	[21]	10
1.7	Vue d'ensemble du système d'alimentation	[21]	11
1.8	Croquis de la pompe haute pression	[21]	12
1.9	Contamination d'un réservoir par des micro-organismes	[15]	13
1.10	Pompe de gavage	[16]	14
1.11	Coupe d'un filtre principale	[16]	15
1.12	Dessin explicatif de fonctionnement de l'élément thermostatique	[16]	16
1.13	Réchauffeur de carburant	[16]	17
1.14	Circuit d'alimentation HP BOSCH	[13]	18

1.15	Pompe HP	[18]	18
1.16	Rampe commune	[19]	19
1.17	Les injecteurs Common rail (BOSCH)	[18]	20
1.18	Circuit de retour	[19]	20
1.19	Exemple de refroidisseur à ailettes	[16]	21
1.20	Circuit d'alimentation et nomenclature	[12]	22
2.1	Coupe transversale de la pompe CP1	[22]	23
2.2	Coupe longitudinale de la pompe CP1	[12]	24
2.3	Clapet de lubrification de la pompe	[16]	25
2.4	Les phases du piston lors du pompage	[12]	26
2.5	schéma d'alimentation de la pompe en gazole	[21]	27
2.6	Modélisation et paramétrage de la pompe	[21]	30
2.7	Mécanisme de la pompe, $\theta = \pi/2$	[Auteur]	31
2.8	Les phases des 3 pistons, $\theta = 0$	[Auteur]	31
2.9	Schéma statique avec un seul piston	[21]	32
2.10	Les actions mécaniques sur le piston	[21]	38
2.11	Les axes d'orientation des 3 pistons	[Auteur]	40
2.12	Influence verticale du piston	[Auteur]	41
2.13	Mise en place de l'éprouvette	[Auteur]	43
3.1	Injecteur Common-rail électromagnétique	[12]	46
3.2	Fonctionnement de l'injecteur CR	[12]	47
3.3	La chambre de commande de l'injecteur	[21]	49
3.4	L'injecteur fermé	[21]	49
3.5	Circuit d'alimentation en air	[21]	53
3.6	Les efforts agissants sur l'aiguille d'injecteur	[Auteur]	55
3.7	Mise en marche du Scanner sur le véhicule	[A]	58
3.8	Scanner de diagnostic véhicules DELPHI	[23]	58
3.9	valise de test injecteur	[25]	59
3.10	Outil de test installé au véhicule	[25]	60
3.11	montage d'injecteur et mise en marche du banc d'essai	[Auteur]	60
3.12	Banc d'essai CR300	[Auteur]	60
3.13	Ecran du banc en marche	[Auteur]	61
3.14	Liste des données de temps d'injection	[Auteur]	62

4.1	Actions des pistons 1 et 2 sur l'arbre	[Auteur]	63
4.2	Déplacement imposé à l'arbre excentrique	[Auteur]	63
4.3	Chargements appliqués	[Auteur]	64
4.4	Géométries fixes au niveau des pistons	[Auteur]	65
4.5	Maillage	[Auteur]	66
4.6	Contrainte de Von mises	[Auteur]	67
4.7	Déplacements	[Auteur]	68
4.8	Déformation	[Auteur]	68
4.9	force résultante de piston 1	[Auteur]	69
4.10	force résultante de piston 2	[Auteur]	69
4.11	Force résultante maximale de piston 1	[Auteur]	70

Liste des graphes

N°	Titre	page
2.1	Courbe de débit volumique instantané qv_1 du piston p1	34
2.2	Courbe de débit volumique instantané qv_2 du piston p2	34
2.3	Courbe de débit volumique instantané qv_3 du piston p3	34
2.4	Courbe de débit volumique instantané qv de la pompe	35
2.5	Variation de l'effort d'un ressort sur un piston	38
2.6	Courbe de la puissance nécessaire au fonctionnement	42
2.7	Débit carburant et pression dans le rail	44
3.1	Courbe du volume d'air en fonction de l'angle de rotation de vilebrequin	54
3.2	La levée d'aiguille en fonction de temps	57
3.3	Courbe de quantité de carburant injecté	59
3.4	Courbe du temps d'injection réel	62

Résumé

Dans les moteurs Diesel à injection directe, la qualité de la combustion dépend fortement de la pulvérisation du carburant dans la chambre de combustion. Cette pulvérisation est due au mécanisme qui crée la pression, et elle est également influencée par les caractéristiques de l'écoulement du carburant de la sortie de la pompe à la sortie de l'injecteur. Comme les phénomènes mis en jeu sont excessivement rapides (de l'ordre de la milliseconde) et qu'ils interviennent dans des géométries très petites (de l'ordre du micromètre), la validation expérimentale est difficile à réaliser. Notre travail consiste en une étude théorique de la pompe haute pression et de l'injecteur électromagnétique, et une validation par la pratique des résultats obtenus théoriquement en utilisant des outils de diagnostic automobile modernes. Et enfin nous concluons ce mémoire et recommandons sur les suites à envisager à ce travail.

Abstract

In direct injection diesel engines, the quality of combustion depends heavily on the spraying of fuel in the combustion chamber. This spraying is due to the mechanism that creates the pressure and is also influenced by the characteristics of the fuel flow from the outlet of the pump at the outlet of the injector. Since the phenomena involved are excessively fast (one millisecond) and they intervene in very small geometries (micrometer), experimental validation is difficult to realize. Our work consists of a theoretical study of the high pressure pump and the electromagnetic injector, and a validation by practice of the results obtained theoretically using modern automotive diagnostic tools. And finally we conclude this brief and recommend on the follow-up to consider this work.

ملخص

في محركات الديزل ذات الحقن المباشر، نوعية الاحتراق تعتمد إلى حد كبير على رذاذ الوقود في غرفة الاحتراق. هذا الرش يرجع إلى الآلية التي تخلق الضغط، و أيضا إلى خصائص تدفق الوقود من مخرج المضخة وصولا إلى مخرج الحاقن. علما أن الظواهر التي تحدث خلال العملية تكون سريعة جدا (ميلي ثانية)، وحدثها في هندستها صغيرة جدا (مايكرومتر)، فإن التحقق التجريبي أمر صعب. فعملنا يتمثل في القيام بدراسة نظرية لمضخة الضغط العالي والحاقن الكهرومغناطيسي، والتحقق من صحة هذه الدراسة في الجانب التطبيقي من خلال مقارنة النتائج التي تم الحصول عليها من الناحية النظرية. و ذلك باستخدام أدوات حديثة لتشخيص السيارات. وأخيرا نقوم بحوصلة و استنتاج للعمل وبتوصية إضافات للنظر في هذا العمل.